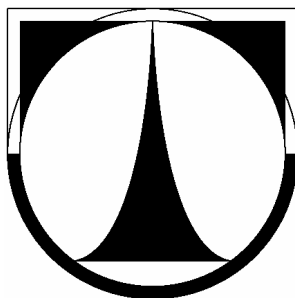


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**Fakulta strojní**



# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku**

**Design of robotized chassis leg**

**2007**

**Jaroslav Korf**

# TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

## Fakulta strojní

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

**Studijní program: M2301 - strojní inženýrství**

Studijní obor: 3901T003 - Aplikovaná mechanika

Zaměření: Inženýrská mechanika

### **Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku**

Korf Jaroslav

číslo diplomové práce: KMP - 19267

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Miroslav Šír, CSc**

Počet stran: 100

Počet obrázků: 69

Počet tabulek: 29

Počet grafů: 2

Počet vzorců: 107

Počet příloh: 20

23. května 2007

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí robotizované nohy podvozku s pěti stupni volnosti, z nichž jsou čtyři řízeny samostatnými elektromotory. Jejím cílem je návrh součástí v CAD programu Pro/Engineer. Kontrola součástí je provedena pro statické namáhání nohy silou 150 N. Dále byla provedena pevnostní kontrola některých částí metodou konečných prvků v programu Ansys Workbench.

## **Annotation**

This diploma thesis deals with design of robotized chassis leg with five degrees of freedom, which four of them are driven by independent electro motors. Main object is design of component parts in CAD system Pro/Engineer. Verification of parts was computed for static load force 150 N. Stress and deformation of some parts was determined by finite element method in Ansys Workbench.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 - školní dílo a § 35 – o výdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užití své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Místo: Liberec

Datum: 23.května 2007

Podpis: .....



## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi s vypracováním diplomové práce pomohli a rodičům, kteří mě celou dobu studia podporovali.

Zejména bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Miroslavu Šírovi, CSc z Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti, který mi poskytnul svůj čas, odborný dohled a mnohé cenné rady.

# Obsah

<b>ANOTACE.....</b>	<b>4</b>
<b>ANNOTATION .....</b>	<b>4</b>
<b>OBSAH .....</b>	<b>8</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ .....</b>	<b>10</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>13</b>
1.1 REŠERŠE.....	13
1.2 NABÍZENÁ ŘEŠENÍ PRO POHYB HANDICAPOVANÝCH OSOB V OTEVŘENÉM TERÉNU .....	13
1.3 VOLBA KONCEPCE.....	16
1.4 PARAMETRY ROBOTIZOVANÉHO PODVOZKU .....	18
1.5 PARAMETRY DÍLA .....	19
1.6 ZAMĚŘENÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE .....	19
<b>2 OPAKOVANĚ POUŽÍVANÉ STROJNÍ ČÁSTI A VÝPOČTY .....</b>	<b>20</b>
2.1 POHONNÉ JEDNOTKY ROBOTU .....	20
2.1.1 <i>Motory</i> .....	20
2.1.2 <i>Převodovky</i> .....	21
2.1.3 <i>Encodery</i> .....	21
2.2 KULIČKOVÁ LOŽISKA .....	21
2.3 KULIČKOVÁ JEDNOŘADÁ LOŽISKA S KOSOÚHLÝM STYKEM .....	23
2.4 LISOVANÉ SPOJENÍ .....	23
2.5 ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY .....	25
2.6 ŠROUBOVÉ SPOJE .....	26
<b>3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>29</b>
3.1 POHONNÁ JEDNOTKA POJEZDU .....	29
3.1.1 <i>Motor pojezdu</i> .....	29
3.1.2 <i>Převodovka pojezdu</i> .....	29
3.1.3 <i>Brzda</i> .....	33
3.1.4 <i>Encoder</i> .....	33
3.2 ULOŽENÍ KOLA.....	33
3.3 KONTROLNÍ VÝPOČET LOŽISEK .....	34
3.3.1 <i>Výpočet sil působící na jednotlivá ložiska</i> .....	34
3.3.2 <i>Kontrolní výpočet ložiska A</i> .....	36
3.3.3 <i>Kontrolní výpočet ložiska B</i> .....	37
3.4 VÝPOČET NÁBOJE METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ.....	38
3.5 PŘENOS MOMENTU Z VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE NA KOLO.....	42



3.5.1	<i>Výpočet spojky</i> .....	43
3.6	BRZDA .....	44
3.7	ŠROUBOVÝ SPOJ SPOJUJÍCÍ NÁBOJ S NOSNÍKEM .....	47
3.8	NOSNÍK .....	49
3.9	PŘIPOJENÍ NOSNÍKU NA VÝSTUPNÍ HŘÍDEL POHONU PIVOTACE .....	53
3.10	VÝPOČET POHONNÉ JEDNOTKY A ŠNEKOVÉHO PŘEVODU PIVOTACE A REJDU .....	55
3.11	ULOŽENÍ LOŽISEK A ŠNEKOVÉHO KOLA .....	57
3.11.1	<i>Výpočet sil působících na ložiska</i> .....	58
3.11.2	<i>Kontrola ložisek šnekového převodu pivotace</i> .....	60
3.11.3	<i>Kontrola pera šnekového kola rejdu a pivotace</i> .....	61
3.12	VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA ŠNEKU REJDU A PIVOTACE .....	62
3.12.1	<i>Kontrola ložisek</i> .....	63
3.12.2	<i>Výpočet lisovaného spoje spojky šnek – převodovka GP 22 A</i> .....	64
3.12.3	<i>Připojení pohonu šneku rejdu a pivotace</i> .....	66
3.13	PŘIPOJENÍ NOHY PODVOZKU K PŘEVODOVÉ SKŘÍNI .....	66
3.14	NÁVRH PRUŽINY .....	69
3.15	ULOŽENÍ HŘEBENU .....	72
3.16	ULOŽENÍ HŘÍDELE SPOJUJÍCÍ NOHU S KLECÍ .....	73
3.16.1	<i>Kontrola ložisek nohy</i> .....	73
3.16.2	<i>Kontrola ložisek hřídele</i> .....	77
3.16.3	<i>Kontrola hřídele metodou konečných prvků</i> .....	79
3.17	NÁVRH POHONU NA VYROVNÁVÁNÍ TERÉNU .....	87
3.18	NÁVRH ŠNEKOVÉHO PŘEVODU VYROVNÁVÁNÍ TERÉNU .....	88
3.18.1	<i>Výpočet sil působících na ložiska šneku</i> .....	90
3.18.2	<i>Výpočet lisovaného spoje naklápění nohy</i> .....	91
3.18.3	<i>Uložení šnekového kola</i> .....	92
3.18.4	<i>Uložení ozubeného kola pro vyrovnávání terénu</i> .....	93
3.19	SPOJENÍ KLECE S HŘÍDELÍ REJDU .....	94
3.20	VÝPOČET LOŽISEK PIVOTACE .....	96
<b>4</b>	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>98</b>
<b>5</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....	<b>99</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>100</b>

## Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotka	Název veličiny
$A^I, B^I$		integrační konstanty lisovaného spoje součásti $I$
$C$	[N]	základní dynamická únosnost
$C_0$	[N]	základní statická únosnost pro daný typ a rozměr ložiska
$D_0$	[mm]	průměr díry pro šroub v přírubě
$D_k$	[mm]	průměr hlavy šroubu
$d_m$	[mm]	střední průměr ložiska
$e$	[-]	mezní hodnota poměru $F_a/F_r$
$E$	[MPa]	modul pružnosti materiálu
$f$	[-]	součinitel smykového tření
$f_0$	[-]	koeficient závisící na geometrii ložiska
$F_I$	[N]	provozní zatěžovací síla šroubu $I$
$F_a$	[N]	axiální síla působící na ložisko
$F_{aI}$	[N]	osová síla na kole $I$
$F_{aA}$	[N]	výsledná axiální síla působící na ložisko $A$
$F'_{NI}$	[N]	pomocná výpočtová síla šnekového soukolí
$F_{pI}$	[N]	síla mezi spojovanými součástmi od šroubu $I$
$F_{pr}$	[N]	síla v pružině
$F_{QI}$	[N]	předpětí šroubu $I$
$F_r$	[N]	radiální síla působící na ložisko
$F_{rI}$	[N]	radiální síla na kole $I$
$F_{rA}$	[N]	výsledná radiální síla působící na ložisko $A$
$F_{rm}$	[N]	požadované minimální zatížení kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem
$F_{sI}$	[N]	síla, kterou je namáhán šroub $I$
$F_{tI}$	[N]	obvodová síla na kole $I$
$i$	[-]	převodový poměr
$k_{Is}$	[-]	součinitel bezpečnosti lisovaného spoje
$k_{Is2}$	[-]	bezpečnost náboje lisovaného spoje
$k_p$	[N/mm]	tuhost přírub šroubového spoje
$k_r$	[-]	součinitel minimálního radiální zatížení
$k_s$	[N/mm]	tuhost šroubu v místě spoje
$k_{sr}$	[-]	bezpečnost šroubu
$l$	[mm]	délka součásti

$L_{10}$	[n.10 <sup>6</sup> ]	životnost ložiska v milionech otáček
$L_{h10}$	[hod]	životnost ložiska v provozních hodinách
$M_k$	[Nm]	krouticí moment
$M_o$	[Nm]	ohybový moment
$M_{uh}$	[Nm]	utahovací moment
$n$	[ot/min]	otáčky ložiska
$N$	[N]	normálová reakce podložky působící na kolo
$n_1$	[ot/min]	otáčky šneku
$n_2$	[ot/min]	otáčky šnekového kola
$p$	[-]	součinitel životnosti
$P$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
$P_0$	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
$p_{ls}$	[MPa]	tlak ve stykové ploše spojovaných součástí
$q$	[-]	součinitel průměru šneku
$r_l$	[mm]	vzdálenost osy šroubu $l$ od osy relativního pootočení
$R'_l$	[N]	pomocná výpočtová síla šnekového soukolí
$R_{xA}$	[N]	reakce na ložisko $A$ působící ve směru osy $x$
$Re$	[MPa]	napětí materiálu na mezi kluzu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha
$s_0$	[-]	statická bezpečnost ložiska
$T$	[N]	obvodová síla na kole
$X, Y$	[-]	koefficienty ekvivalentního dynamického zatížení
$X_0, Y_0$	[-]	koefficienty ekvivalentního statického zatížení
$z_1$	[-]	počet zubů šneku
$z_2$	[-]	počet zubů šnekového kola
$\alpha_M$	[°]	úhel profilu závitu
$\alpha_N$	[°]	úhel, pod kterým působí normálová reakce
$\alpha_s$	[°]	úhel záběru šnekového soukolí
$\gamma$	[°]	úhel stoupání šroubovice šneku
$\gamma_s$	[°]	úhel stoupání šroubovice závitu
$\Delta d_p$	[mm]	minimální přesah lisovaného spoje
$\mu$	[MPa]	Poissonova konstanta
$\mu_s$	[-]	účinnost soukolí
$\sigma_r^I(r)$	[MPa]	radiální napětí v součásti $I$ závislé na poloměru $r$
$\sigma_s$	[MPa]	maximální napětí, které vznikne v nejvíce namáhaném šroubu daného spoje
$\sigma_t^I(r)$	[MPa]	tečné napětí v součásti $I$ závislé na poloměru $r$



$\tau$	[MPa]	smykové napětí
$\nu$	[mm <sup>2</sup> /s]	viskozita oleje při provozní teplotě
$\phi'$	[°]	přepočítaný třecí úhel
$\phi_z'$	[°]	třecí úhel, který respektuje nejen tření mezi šroubem a maticí, ale i úhel profilu závitu
$\psi$	[-]	součinitel přetížitelnosti spoje

# 1 Úvod

Tato diplomová práce vznikla v rámci výzkumného záměru *Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem* a zabývá se robotizovaným podvozkem vozíku pro sociálně zdravotní aplikace s cílem přispět k vývoji zařízení, které umožní pohyb handicapovaných osob a ležících pacientů v obtížném terénu. Řešení úlohy je rozděleno do dvou diplomových prací, jedna se zabývá matematickým modelem („Matematický model kinematiky robotizovaného podvozku se šestnácti stupni volnosti“) a druhá se zabývá konstrukcí základní podvozkové skupiny – kombinované podvozkové nohy („Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku“).

## 1.1 Rešerše

Základním problémem je samotná koncepce podvozku. Proto vlastnímu návrhu předcházela rešeršní činnost s cílem najít analogická řešení presentovaná v otevřených informačních zdrojích.

Invalidních vozíků určených do terénu je možno nalézt celou řadu. Žádný z nich však nemá uspokojivě řešenu stabilizaci prostoru pro uživatele a průchodnost a manévrovatelnost terénem řeší spíše hrubou silou, jak ukazují dále uvedené příklady.

## 1.2 Nabízená řešení pro pohyb handicapovaných osob v otevřeném terénu

Jedním z možných řešení je klasická terénní čtyřkolka (ATV – All Terrain Vehicle). V současné době se nabízejí stovky typů od desítek výrobců. Koncepčně jsou však tato vozidla prakticky identická. Mají spalovací motor a náhon 4x4 s rozvodem hnacího momentu prostřednictvím uzamykatelných nápravových a mezinápravových diferenciálů. Jednotlivé cenové kategorie se přitom liší mírou automatizace ovládání těchto diferenciálů. Přední nápravy jsou u většiny typů provedeny jako dvě nezávislá lichoběžníková zavěšení

se zvýšeným zdvihem a zadní nápravy bývají většinou tuhé, zavěšené na zkrutných ramenech.

Z hlediska našeho záměru je základním problémem skutečnost, že vozidla ATV nejsou primárně určena pro handicapované osoby. Částečně se používají pro hospodářské účely, většinou jsou to však prostředky pro provozování „adrenalinových“ sportů. Navíc, zejména v Evropě, nemají povolen přístup do většiny turisticky zajímavých a ekologicky chráněných oblastí. A také zdaleka neřeší veškeré potřeby pohybu handicapovaných osob, například v urbanizovaných pěších územích, kde se běžně vyskytují překážky ve formě schodů, obrubníků chodníků a zúžených profilů.

Mezi další řešení určená přímo pro pohyb handicapovaných osob v terénu patří:

- vozidlo SuperFour od firmy OttoBock (<http://www.ottobock.com>)



**Obr. 1:** Vozidlo SuperFour

Pohon tohoto vozidla je řešen čtyřmi nezávisle elektricky poháněnými koly, ale systém náprav žádné mimořádné řešení nevykazuje. Jedná se o čtyři klasická nezávislá lichoběžníková zavěšení, pouze zdvih je výrazně zvětšen. Co se týče vodorovné stabilizace prostoru pro cestujícího, je zde možnost při sjezdu nebo výjezdu kopce naklonit sedačku, což je pro pohyb v opravdu složitém terénu nedostačující. Maximální rychlost vozítka je cca 15 km/h.



- pojízdné křeslo Tankchair (<http://www.tankchair.com/gallery.htm>)



**Obr. 2:** Tankchair

Parametry tohoto vozidla nejsou na webových stránkách uvedeny, ale z obrázku je patrné, že toto řešení je vhodné jen pro venkovní použití, protože díky svým robustním rozměrům není vozík schopen projet úzkým místem, jako jsou např. zárubně dveří, což vylučuje jeho použití v bytě. A navíc zde není vůbec řešena vodorovná stabilita sedadla.

- 6x6 Explorer (<http://www.kemcare.co.nz>)



**Obr. 3:** Vozidlo 6x6 Explorer

Uváděná maximální rychlost vozítka je 4,5 - 6,5 km/h. Toto vozítko také nemá řešení vodorovnou stabilitu sedadla a navíc pevné uložení kol neposkytuje dostatek komfortu při jízdě v terénu.

- Predator 4x4 (<http://www.radicalmobility.com/products.html>)



**Obr. 4:** Vozidlo Predator 4x4

Vozík je poháněn čtyřmi elektromotory, každý o výkonu 250 W. Dosahuje rychlosti 7 – 8 km/h. Toto řešení představuje na první pohled klasický elektrický vozík, pouze má větší kola a pohon s vyšším výkonem.

### 1.3 Volba koncepce

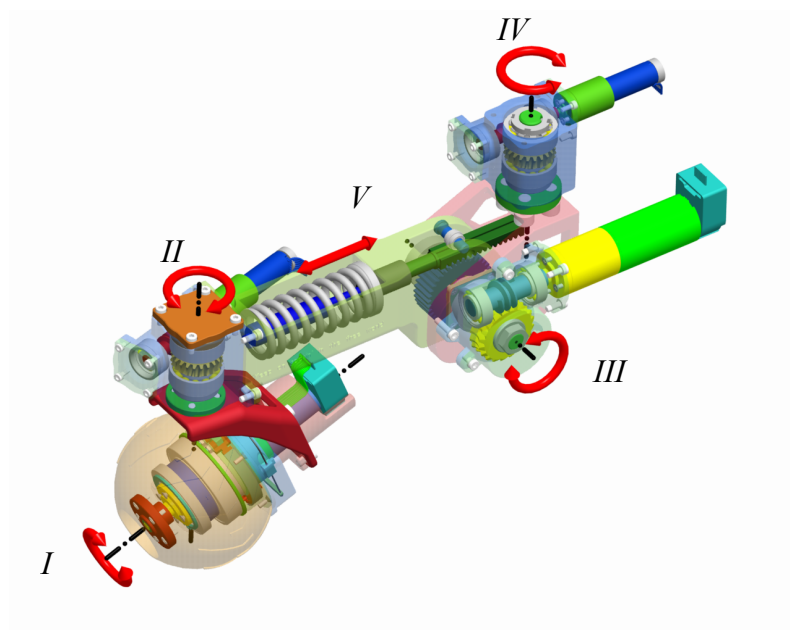
Aby se uživatel mohl volně pohybovat v urbanizovaném prostředí i ve volné přírodě bez pomoci jiné osoby, měla by koncepce podvozku být taková, aby robotizovaný podvozek byl při zachování sedačky ve vodorovné poloze schopen alespoň těchto manévřů:

- jízda v přímém i proměnném směru po rovném i zvlněném terénu,
- změna světlé výšky podvozku,
- pohyb po schodištích různých parametrů,
- překonání překážky překročením,
- průjezd úzkým profilem bez ztráty stability.

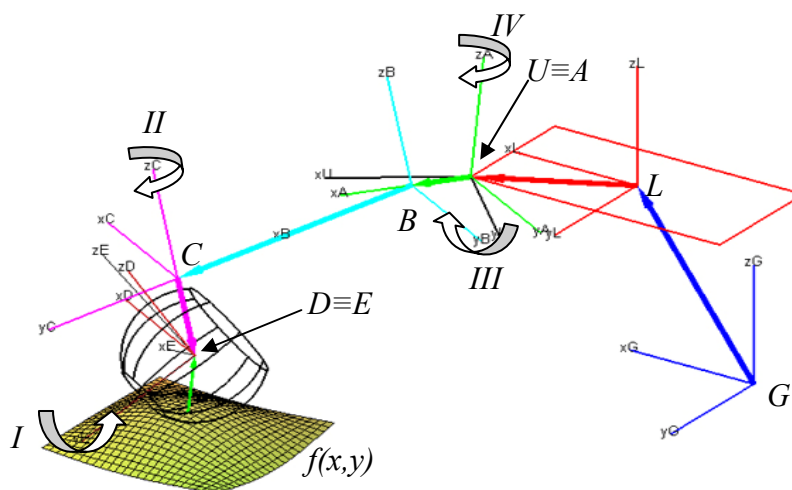
Proto byla zvolena konfigurace se čtyřmi nohama, z nichž každá je opatřena kolem. Dále v textu při označení nohy s kolem, bude používán jen termín noha. Kolo bylo zvoleno kulového tvaru, protože takové kolo je schopné jízdy i při větším odklonu osy rotace od tečné roviny. Každá noha má pět stupňů volnosti, které jsou přímo nebo nepřímo ovládány

samostatnými elektromotory. Jako pohonné jednotky byly zvoleny elektromotory, protože se předpokládá, že bude vozidlo používáno v bytě, čímž se vylučuje použití spalovacího motoru. Přednost před hydraulickými pohony dostaly elektromotory z důvodu snazšího řízení a připojení k počítači nebo elektronické řídicí jednotce.

Stupně volnosti jsou vyznačeny na následujících obrázcích. Pátý stupeň volnosti je odebrán pružinou kombinovanou s tlumičem, instalovanou z důvodu tlumení menších nerovností a rázů.



**Obr. 5 :** Stupně volnosti nohy vyznačené na konstrukčním řešení



**Obr. 6 :** Stupně volnosti nohy vyznačené na matematickém modelu

(Tento obrázek je zde zveřejněn se svolením Miroslava Denka, který diplomovou práci týkající se matematického modelu vypracoval.)

- I. rotace kola
- II. pivotace
- III. vyrovnávání terénu
- IV. rejď
- V. odpružení

Rotací kola (*I. Stupeň volnosti*) se uvádí celé vozidlo do pohybu. Změnou úhlu pivotace (*II*) se dosahuje změny směru jízdy. Stupeň volnosti na Obr.1 a Obr.2 vyznačený jako *III* je úhel, který umožňuje vyrovnávání nerovností terénu a změnu světél výšky podvozku. Stupeň volnosti označený jako rejď (*IV*) slouží ke změně rozvoru a rozchodu kol a bude také využíván při překonávání překážek. Pátý stupeň volnosti je pružina, která umožňuje stejný pohyb, jako stupeň volnosti *III*.

## 1.4 Parametry robotizovaného podvozku

První fází vývoje je tvorba měřítkového modelu, jehož základní parametry jsou uvedeny v tabulce 1. Pokud se model osvědčí, další fází bude tvorba prototypu, jehož rozměry nebudou přímo násobky modelu, ale jednotlivé části budou zvětšeny v požadovaném měřítku, které bude vycházet z finálních rozměrových požadavků. Rozvor a rozchod jsou vzhledem k pohybovým možnostem podvozku značně variabilní, proto jsou v tabulce uvedeny rozměry v mezních polohách.

**Tab. 1:** Parametry modelu

Parametry modelu	
max. rychlost	8 km/h
pohotovostní hmotnost	20 kg
celková hmotnost	30 kg
rozvor	(100 - 500) mm
rozchod	(200 - 600) mm

## 1.5 Parametry díla

Parametry konečného provedení budou přibližně odpovídat rozměrům běžně prodávaných vozíků. Nosnost bude cca 100 kg, rozvor a rozchod v základní poloze přibližně 1 m. Rychlost pohybu bude asi 8 km/h.

## 1.6 Zaměření diplomové práce

Hlavním úkolem této práce je návrh součástí tak, aby byly umožněny požadované pohyby nohy. První částí této práce byla tvorba modelu součástí a sestavy v Pro/Engineer. Dále byl proveden kontrolní výpočet některých součástí.

Přestože předpokládaná hmotnost měřítkového modelu je cca 30 kg, je kontrolní výpočet nohy proveden na zatížení od poloviční hmotnosti (nikoliv čtvrtinové). Při používání se toto zatížení může krátkodobě (robot nemůže stát jen na dvou nohách) vyskytnout při náročnějších manévrech, jako je výstup do schodů nebo překračování překážky. Běžné zatížení nohy se bude pohybovat kolem 75 N. Toto zatížení ale nebude statické, ale nejspíše pulzující, popř. mívivé. Proto byla při výpočtu součástí metodou konečných prvků stanovena bezpečnost pro dynamické zatížení.

## 2 Opakovaně používané strojní části a výpočty

Při konstrukci byly některé konstrukční prvky a postupy použity opakovaně, proto jejich obecný popis a příklad výpočtu bude uveden v této kapitole a u konkrétního použití budou uvedeny jen výsledky. Vzhledem k tomu, že se jedná o kontrolní výpočet, tj. nejdříve byl vytvořen model a zpětně se kontroluje bezpečnost jednotlivých součástí. V tabulkách výsledků bude jednotné značení.

### 2.1 Pohonné jednotky robotu

Pro pohon modelu robotizovaného podvozku byly zvoleny elektromotory firmy Maxon ([www.maxonmotor.com](http://www.maxonmotor.com)), které jsou dodávány společně s převodovkou a případně brzdou (která ovšem brzdí pouze ve stavu, kdy není do systému dodáván elektrický proud, čili v klidovém stavu jako pojistná brzda) a encoderem, který slouží ke snímání otáček, resp. polohy rotoru motoru. Na pohon šnekových převodovek pivotace, rejdů a vyrovnávání terénu byly použity obdobné jednotky, ale bez brzdy, protože zajištění proti samovolnému protočení je dosaženo samosvorností šnekových převodovek.

#### 2.1.1 Motory

Motory MAXON EC jsou stejnosměrné elektronicky komutované motory. Ve válcovém provedení mají průměry od 6 do 60 mm a jmenovité výkony od 1,2 do 400 W. V diskovém provedení mají průměry od 6 do 90 mm a jmenovité výkony od 0,03 do 90 W.

EC motory mají kotvu s permanentními magnety ze vzácných zemin (NeFe). Ve statoru válcových motorů je bezželezové vinutí podle patentu MAXON, rozdělené do tří částí. Ve statoru diskových motorů jsou cívky na samostatných ferromagnetických pólech, kterých je dvou až šesti násobek tří.

Nedílnou částí pohonu je napájecí jednotka, která dodává do vinutí motoru proměnné proudy a vytváří magnetické pole, jehož směr sleduje poloha kotvy.

Vlastnosti EC motorů jsou obdobné jako vlastnosti DC motorů s mechanickou komutací, zejména velký záběrový moment, vysoká přetížitelnost v dynamickém provozu a rychlé rozběhy.

Napájení se přivádí na vývody tří částí vinutí, která jsou v motoru spojena do hvězdy nebo do trojúhelníka. Uvedená jmenovitá napětí jsou dohodnutá napětí, při kterých jsou definovány další parametry motorů. Pro aplikaci se použije nižší nebo vyšší napětí podle požadavku na moment a rychlost, a to s ohledem na teplotní limit. Jmenovitý výkon se dosáhne při vysoké rychlosti. Trvalý moment motoru je omezen proudem s ohledem na přípustnou teplotu vinutí.

### 2.1.2 Převodovky

Planetové převodovky obsahují několik planetových stupňů řazených podél osy převodovky. Ozubená kola koncových stupňů jsou širší, takže převodovka s větším počtem stupňů má na výstupu vyšší přípustný krouticí moment. V každém stupni jsou v záběru 3 planetová kola a krouticí moment planetové převodovky proto několikanásobně převyšuje momenty přenášené převodovkami s předlohou.

Převodovky s keramickými čepy planet mají vyšší životnost nebo mohou přenášet větší momenty než převodovky s ocelovými čepy. Převodovky s plastovými koly mají nižší přípustné momenty.

### 2.1.3 Encodery

Encoder je optoelektrický snímač, který převádí úhlovou polohu hřídele na digitální kód, který zpracovává řídicí jednotka. Signály z této jednotky budou použity k řízení všech pohonů.

## 2.2 Kuličková ložiska

Při určení zatížení ložisek se hřídel na nich uložený řeší jako nosník o dvou podporách, zatížený silami v jedné, popřípadě ve dvou rovinách. Síly zatěžující ložiska jsou pak reakce v podporách, které vyjdou ze statického výpočtu.

Kontrola ložisek se provádí na statickou únosnost, kdy se určí ekvivalentní statické zatížení z rovnice

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (2.1)$$

kde  $X_0$  a  $Y_0$  jsou koeficienty ekvivalentního statického zatížení,  $F_r$  je radiální síla a  $F_a$  axiální síla. Z ekvivalentního statického zatížení se pak určí statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}, \quad (2.2)$$

kde  $C_0$  je základní statická únosnost pro daný typ a rozměr ložiska. Dále je třeba určit poměr ( $f_0$  je koeficient závisející na geometrii ložiska)

$$\frac{f_0 F_a}{C_0}, \quad (2.3)$$

podle tohoto poměru se v tabulce najde hodnota  $e$ , což je mezní hodnota poměru  $\frac{F_a}{F_r}$ ,

na které závisejí koeficienty ekvivalentního dynamického zatížení  $X$  a  $Y$ . Ekvivalentní dynamické zatížení je

$$P = X F_r + Y F_a. \quad (2.4)$$

Z ekvivalentního dynamického zatížení se pak určí životnost v milionech otáček

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (2.5)$$

kde  $p = 3$  pro kuličková ložiska,  $p = 10/3$  pro všechna ostatní ložiska a  $C$  je základní dynamická únosnost, nebo životnost v provozních hodinách

$$L_{h10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{60n}, \quad (2.6)$$

kde  $n$  jsou otáčky hřídele za minutu.



## 2.3 Kuličková jednořadá ložiska s kosoúhlým stykem

Požadované minimální zatížení působící na jednotlivá ložiska nebo ložiskové dvojice montované zády nebo čely k sobě lze odhadnout ze vztahu

$$F_{rm} = k_r \left( \frac{\nu \cdot n}{1000} \right)^{2/3} \left( \frac{d_m}{100} \right), \quad (2.7)$$

kde  $k_r$  je součinitel minimálního radiální zatížení,  $\nu$  viskozita oleje při provozní teplotě a  $d_m$  střední průměr ložiska. Všechna použitá ložiska budou mazána tukem, který se podle výrobce (SKF) vyznačuje viskozitou olejové složky cca  $\nu = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$  při  $40^\circ\text{C}$ .

## 2.4 Lisované spojení

Při vzájemném nalisování vznikne tlak  $p_{ls}$  ve stykové ploše spojovaných součástí jako výsledek pružných deformací. Tento tlak vyvolá v obou součástech dvě hlavní napětí, a to v radiálním směru  $\sigma_r$  a v tečném směru  $\sigma_t$ . Pro výpočet uvedených napětí lze využít teorie tlustostěnných nádob zatížených vnitřním přetlakem, jejichž napjatost a deformace jsou obdobné jako u součástí nalisovaného spoje. Obě hlavní napětí jsou kromě tlaku  $p_{ls}$  rovněž funkcí poloměru  $r$ , tedy vzdálenosti vyšetřovaného místa od osy součásti. Pro radiální napětí  $\sigma_r$  a tečné napětí  $\sigma_t$  platí

$$\sigma_r(r) = A - \frac{B}{r^2}, \quad (2.8)$$

$$\sigma_t(r) = A + \frac{B}{r^2}. \quad (2.9)$$

Integrační konstanty  $A$  a  $B$  je třeba určit z okrajových podmínek odděleně pro každou součást nalisovaného spoje. Pro stanovení přesahu  $\Delta d$  je nutné zjistit napětí  $\sigma_r$  a  $\sigma_t$  na průměru nalisování  $d_p$ , resp. na poloměru  $r_p$ , pro každou součást. Hledáme tedy hodnoty napětí  $\sigma_r^I(r_p)$ ,  $\sigma_t^I(r_p)$  a  $\sigma_r^{II}(r_p)$ ,  $\sigma_t^{II}(r_p)$ , ze kterých je možno vypočítat pružné deformace  $\Delta d^I$  a  $\Delta d^{II}$ .

Součásti, které se obvykle spojují nalisováním, se v konstrukcích strojů a zařízení vyskytují ve třech obvyklých uspořádáních. Jedná se o spoj plného hřídele a náboje součásti, dutého hřídele a náboje a čepu a desky.

V této práci se jedná o případ dutého hřídele a náboje.

Minimální tlak potřebný k přenesení momentu  $M_{k \max}$  je

$$p_{\min} = \frac{2k_{ls}M_{k \max}}{\pi f l_p d_p^2}, \quad (2.10)$$

kde  $k_{ls}$  je součinitel bezpečnosti lisovaného spoje,  $f$  je součinitel smykového tření,  $l_{ls}$  je délka náboje a  $d_p$  je průměr hřídele (nebo náboje, hodnoty jsou stejné) v místě působení tlaku.

Obvyklé okrajové podmínky jsou:

$$\sigma_r^I(r_p) = -p_{\min} \text{ a } \sigma_r^I(r_i) = 0, \quad (2.11), (2.12)$$

$$\sigma_r^{II}(r_p) = -p_{\min} \text{ a } \sigma_r^I(r_e) = 0, \quad (2.13), (2.14)$$

kde  $r_i$  je poloměr díry v hřídeli a  $r_e$  je vnější poloměr náboje. Pak lze vypočítat minimální přesah

$$\Delta d_p = \left[ \frac{d_p}{E^I} (\sigma_t^I(r_p) - \mu^I \sigma_r^I(r_p)) \right] + \left[ \frac{d_p}{E^{II}} (\sigma_t^{II}(r_p) - \mu^{II} \sigma_r^{II}(r_p)) \right]. \quad (2.15)$$

Pevnostní kontrola se provádí na vnitřním průměru součástí, obvykle je největší namáhání na vnitřním průměru náboje. Bezpečnost náboje se pak určí ze vztahu

$$k_{ls2} = \frac{Re}{\sigma_t^{II}(r_p) - \sigma_r^{II}(r_p)}, \quad (2.16)$$

kde  $Re$  je napětí materiálu náboje na mezi kluzu.

## 2.5 Šnekové převodovky

Šneková soukolí jsou určena pro převody mezi mimoběžnými hřídeli. Šnek a šnekové kolo mohou být buď válcové nebo globoidní. Z důvodů jednodušší výroby byly použity šneky válcové a šneková kola globoidní.

Převodový poměr  $i$  soukolí se šnekem s počtem zubů  $z_1$  resp. s otáčkami  $n_1$  a se šnekovým kolem s počtem zubů  $z_2$  a otáčkami  $n_2$  se vypočítá jako

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.17)$$

Úhel stoupání šroubovice šneku se určí ze vztahu

$$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q}, \quad (2.18)$$

kde  $q$  je součinitel průměru šneku (normalizovaná hodnota).

Hlavní důvod volby šnekového převodu byl požadavek samosvornosti. Ta nastane v případě, že je úhel stoupání šroubovice šneku menší než přepočítaný třecí úhel  $\phi'$ , který respektuje nejen součinitel tření  $f_s$  mezi stykovými plochami, ale i úhel záběru  $\alpha_s$ . Podmínka samosvornosti pak je

$$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q} < \phi' = \arctan \left( \frac{f_s}{\cos(\alpha_s)} \right). \quad (2.19)$$

Protože malé hodnoty úhlu  $\gamma$  jsou příčinou malé účinnosti, je účinnost samosvorného soukolí  $\mu_s \leq 50\%$ . Účinnost se stanoví ze vzorce

$$\mu_s = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \phi')}. \quad (2.20)$$

Pro výpočet sil, které působí na ložiska je třeba určit následující síly:

- Obvodovou sílu šneku (kde  $M_{k1}$  je kroutící moment na šneku a  $d_1$  je roztečný průměr šneku)

$$F_{t1} = \frac{M_{k1}}{0,5d_1}. \quad (2.21)$$

- Osová síla kola je pak rovna obvodové síle šneku

$$F_{a2} = F_{t1} . \quad (2.22)$$

- Axiální síla ve šneku (je rovna obvodové síle kola) je

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \phi')} . \quad (2.23)$$

Pro výpočet radiální síly je nutno nejdříve vypočítat síly

$$R_1' = \frac{F_{t1}}{\sin(\gamma + \phi')} , \quad (2.24)$$

$$F_{N1}' = \frac{R_1' \cos(\gamma)}{\cos(\alpha_s)} . \quad (2.25)$$

- Výsledná radiální síla a zároveň radiální síla kola je pak

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{N1}' \tan(\alpha_s) . \quad (2.26)$$

Pevnostní kontrola ozubení se skládá z výpočtu koeficientu bezpečnosti na únavu v dotyku a z koeficientu bezpečnosti na únavu v ohybu. Tento výpočet byl pro všechny dále uvedené případy proveden v programu Mechsoft.

## 2.6 Šroubové spoje

Šroubové spoje patří k nejrozšířenějším spojením strojních součástí. Spoj může přenášet nejen sílu působící ve směru osy šroubu, ale i ve směru kolmém. Ta se přenáší třecí silou, která vznikne v důsledku sevření spojovaných součástí. Třecí síla musí být dostatečná, aby nedošlo za provozu k vzájemnému posunu spojovaných součástí a tím k případnému namáhání šroubu smykem. Uvažovaný součinitel smykového tření mezi spojovanými součástmi je  $f_p = 0,2$ . Proto, aby vznikla třecí síla i při provozním zatížení šroubu silou  $F$ , je třeba, aby byl šroubový spoj předepjatý silou  $F_Q$ . Ta se určí ze vztahu

$$F_Q = F \left( \psi + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right) , \quad (2.27)$$

kde  $\psi$  je součinitel přetížitelnosti spoje,  $k_p$  je tuhost přírub a  $k_s$  tuhost šroubu v místě spoje. Tuhost šroubu je

$$k_s = \frac{S_s E_s}{l_s}, \quad (2.28)$$

kde  $S_s$  je plocha průřezu šroubu,  $E_s$  je modul pružnosti materiálu šroubu a  $l_s$  je délka šroubu v místě spoje. Tuhost příruby se určí ze vztahu

$$k_p = \frac{S_p E_p}{l_p}, \quad (2.29)$$

kde

$$S_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( D_k + \frac{l_p}{2} \right)^2 - D_0^2 \right] \quad (2.30)$$

odpovídá deformovanému objemu materiálu spojovaných součástí v místě spoje ( $D_k$  je průměr hlavy šroubu,  $D_0$  je průměr díry pro šroub v přírubě a  $l_p$  je tloušťka příruby) a  $E_p$  je modul pružnosti příruby. Po zatížení spoje provozní silou  $F$ , je pak síla mezi spojovanými součástmi (přírubami)

$$F_p = F_Q - F \frac{k_p}{k_s + k_p} \quad (2.31)$$

a síla, kterou je namáhán šroub

$$F_s = F_Q + F \frac{k_s}{k_s + k_p}. \quad (2.32)$$

Určení součinitele přetížitelnosti spoje vychází z požadavku na minimální sílu mezi spojovanými součástmi  $F_p$  při zatížení provozní silou  $F$ , pak vyjde

$$\psi = \frac{F_p}{F}. \quad (2.33)$$

Napětí, které vznikne ve šroubu, je rovno

$$\sigma_s = \frac{4F_s}{\pi d_3^2}, \quad (2.34)$$

kde  $d_3$  je malý průměr závitu šroubu. Pak vyjde bezpečnost šroubu, kde  $\sigma_D$  je dovolené napětí materiálu šroubu v tahu pro daný způsob namáhání

$$k_{sr} = \frac{\sigma_s}{\sigma_D}. \quad (2.35)$$

Potřebný utahovací moment pro vytvoření předpětí šroubu je

$$M_{uh} = \frac{3}{4} d_2 F_Q \tan(\gamma_s + \phi_z'), \quad (2.36)$$

kde  $\gamma_s$  je úhel stoupání šroubovice závitu,  $d_2$  je střední průměr závitu šroubu a

$$\phi_z' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos(0,5\alpha_M)}\right) \quad (2.37)$$

je třecí úhel, který respektuje nejen tření mezi šroubem a maticí  $f_z$ , ale i úhel profilu závitu  $\alpha_M$ .

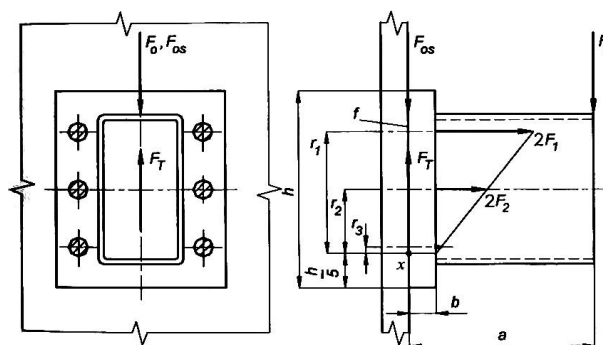
U šroubového spoje zatíženého ohybovým momentem  $M_o$  ( Obr. 7 ) se určí provozní síly ze soustavy rovnic

$$M_o = 2F_1 \cdot r_1 + 2F_2 \cdot r_2 + 2F_3 \cdot r_3, \quad (2.38)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2}, \quad (2.39)$$

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{r_1}{r_3}, \quad (2.40)$$

kde  $r_1, r_2$  a  $r_3$  jsou vzdálenosti osy šroubů od osy relativního pootočení (viz Obr. 7)



**Obr. 7 :** Šroubový spoj zatížený ohybovým momentem

## 3 Konstrukční řešení

Tato část diplomové práce se již bude zabývat samotným konstrukčním řešením nohy robotu.

### 3.1 Pohonná jednotka pojezdu

#### 3.1.1 Motor pojezdu

Předpokládaná hmotnost modelu robotu je cca 30 kg. Pro pohon každého ze čtyř kol modelu robotu byl zvolen válcový elektromotor **EC-max 30** o průměru 30 mm a délce 42 mm. Motor má výkon 40 W a je napájen stejnosměrný proudem o napětí 12 V. Další vlastnosti motoru jsou ve specifikačním listu, který je součástí přílohy (*Příloha 1*).

#### 3.1.2 Převodovka pojezdu

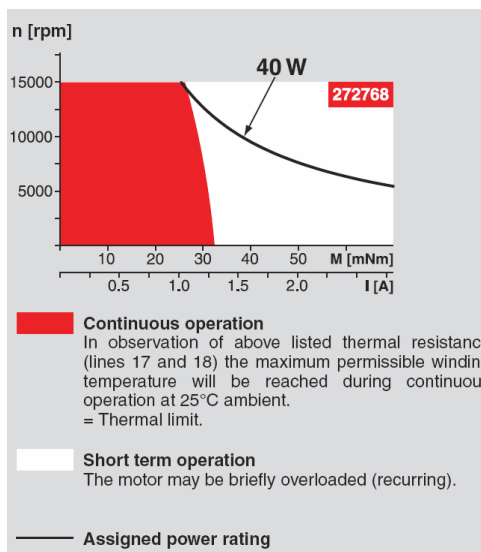
Vzhledem k tomu, že výstupní otáčky motoru jsou vysoké, bylo potřeba zvolit vhodný převodový poměr převodovky. K motoru se připojuje planetová převodovka s typovým označení **GP 32 C**. Tento typ převodovky je vyráběn s velkou variabilitou převodového poměru. Podrobnější popis je uveden ve specifikaci, která je součástí přílohy (*Příloha 2*).

**Tab. 2:** Návrh pohonné jednotky pojezdu

Průměr kola modelu robotizovaného podvozku	$d_k = 102 \text{ mm}$
Zvolená předběžná maximální rychlost	$v_{\max} = 8 \text{ km/h} = 2,22 \text{ m/s}$
Požadovaná úhlová rychlost kola	$\omega_{k \max} = \frac{v_{\max}}{0,5d_k} = 43,57 \text{ rad/s}$
Otáčky kola	$n_{k \max} = \frac{\omega_{k \max}}{2\pi} = 6,93 \text{ ot/s} = 416,09 \text{ ot/min}$
Jmenovité otáčky motoru <b>EC-max 30</b> při jeho zatížení	$n_j = 6\,640 \text{ ot/min} = 110,66 \text{ ot/s}$
Jmenovitý kroutící moment	$M_j = 0,035 \text{ Nm}$
Rozběhový moment motoru (v katalogu označovaný jako stall torque)	$M_s = 0,153 \text{ Nm}$
Maximální otáčky motoru	$n_{m \max} = 8\,700 \text{ ot/min} = 145 \text{ ot/s}$
Doporučené maximální vstupní otáčky do převodovky	$n_{p \max} = 8\,000 \text{ ot/min} = 133,3 \text{ ot/s}$
Hledaný předběžný převodový poměr	$i_{k1} = \frac{n_{p \max}}{n_{k \max}} = \frac{8\,000}{416,09} = 19,22$
Podle katalogu výrobce je nejbližší vyšší převodový poměr	$i_k = \frac{299}{14} \cong 21,35$
Účinnost převodovky s tímto převodovým poměrem	$\eta_k = 75\% = 0,75$

Převodový poměr byl zvolen vyšší než předběžný vypočtený, přestože je v katalogu převodovka s převodovým poměrem 18:1, kvůli dosažení vyššího kroutícího momentu na výstupu i za cenu nižší maximální rychlosti robotu.



Obr. 8 : Momentová charakteristika motoru *EC-max 30*

Na kolo je přenášený kroutící moment

$$M_k = M_j \eta_k i_k - 2M_z, \quad (3.1)$$

kde  $M_z \approx 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$  je ztrátový třecí moment jednoho ložiska, z čehož pak vyjde jmenovitá obvodová síla na kole

$$T_j = \frac{M_k}{0,5d_k}. \quad (3.2)$$

Při současném záběru všech kol a při návrhové hmotnosti modelu robotu

$$m = 30 \text{ kg} \quad (3.3)$$

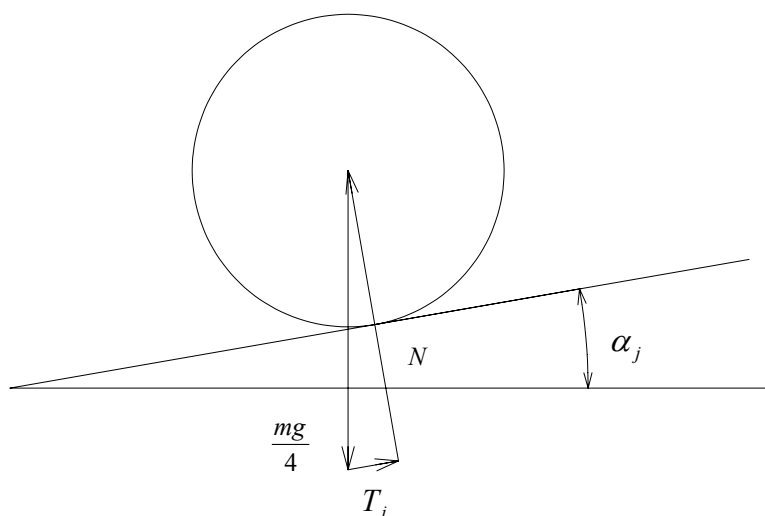
je model schopen – za předpokladu zanedbání valivých odporů – vyjet po nakloněné rovině o úhlu

$$\alpha_j = \arcsin\left(\frac{4T_j}{mg}\right), \quad (3.4)$$

kde

$$g = 9,806 \text{ m/s}^2 \quad (3.5)$$

je gravitační zrychlení.



Obr. 9: Jízda po nakloněné rovině

Skutečná maximální rychlost modelu je (vzhledem k doporučeným maximálním otáčkám na vstupu do převodovky)

$$v_{\max,skut} = 2\pi \frac{n_{p\max}}{i_k} 0,5 \cdot d_k = 2\pi \frac{133,3}{21,35} \cdot 0,5 \cdot 0,102 = 2 \text{ m/s} = 7,2 \text{ km/h} . \quad (3.6)$$

V následující tabulce jsou vypočtené hodnoty dosahovaných rychlostí a stoupání, které je model robotu schopen vyjet, hodnoty s indexem *kr* (krátkodobý) značí moment a z něj vypočtený úhel stoupání při krátkodobém přetížení motoru, např. při vyjíždění nerovností a podobně. Hodnoty jsou vypočteny pro jízdu na největším průměru kola. Pokud robot pojede po menším průměru kola, bude jeho rychlost menší, ale obvodová síla na kole bude větší a bude tudíž schopen vyjet větší stoupání.

Tab. 3 : Rychlost jízdy a stoupavost modelu

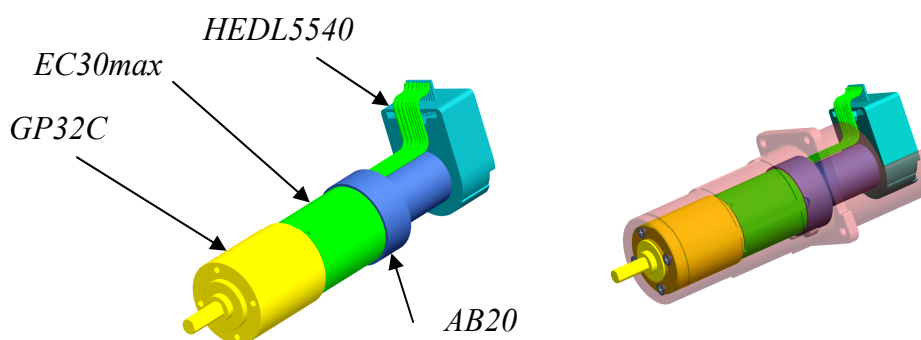
Otáčky motoru [ot/min]	Moment [Nm · 10 <sup>-3</sup> ]	Moment <sub>kr</sub> [Nm · 10 <sup>-3</sup> ]	Úhel stoupání [°]	(Úhel stoupání) <sub>kr</sub> [°]	Rychlost [km/h]
8 000	29	42	7,03	10,25	7,2
7 000	30	50	7,2	12,25	6,3
6 000	31	65	7,5	16,03	5,4
5 000	32	75	7,7	18,59	4,5

### 3.1.3 Brzda

K motoru je možno připojit brzdu s typovým označením **AB 20**, která obsahuje permanentní magnet. Brzda udržuje hřídel motoru v zabrzděné poloze, pokud není systém napájen, ale není vhodná pro brzdění rotujícího hřídele. Její specifikace je uvedena v příloze (*Příloha 3*).

### 3.1.4 Encoder

K motoru je dále připojen encoder **HEDL 5540** (*Příloha 4*).



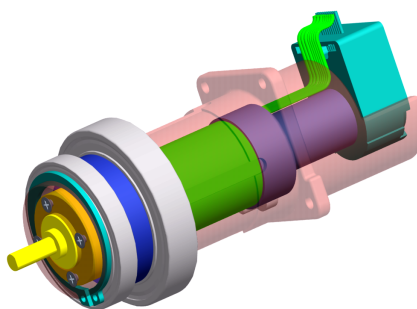
**Obr. 10:** Model celé pohonné jednotky v programu Pro/Engineer a její náboj

Celá pohonná jednotka je uložena v náboji kola a připevněna čtyřmi šrouby *M 4 x 6 ISO 2009*.

## 3.2 Uložení kola

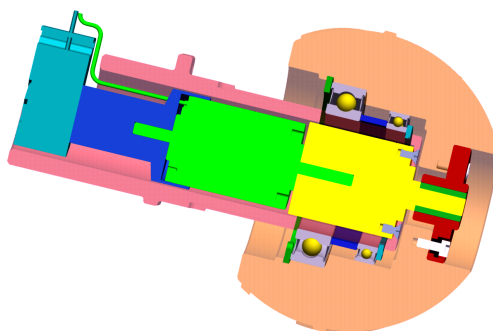
Uložení kol na nápravě má zaručovat co nejmenší tření a má odlehčovat ohybové zatížení hnacích hřídelů kol.

Na náboji kola jsou z montážních důvodů nasazena dvě ložiska různých vnějších průměrů. Tento způsob uložení kola se nazývá uložení na mostě. Má odlehčený hnací hřídel kola od ohybového namáhání. Kolo je otočně uloženo ve dvou valivých ložiskách na vnějším konci mostu.



**Obr. 11:** Uložení ložisek kola

Vnější i vnitřní kroužek většího ložiska je z jedné strany zajištěn proti posuvu osazením a z druhé strany pojistným kroužkem. Vnitřní kroužek menšího ložiska je proti posuvu zajištěn pojistným kroužkem a z druhé strany je jeho poloha vymezena distanční trubicí.

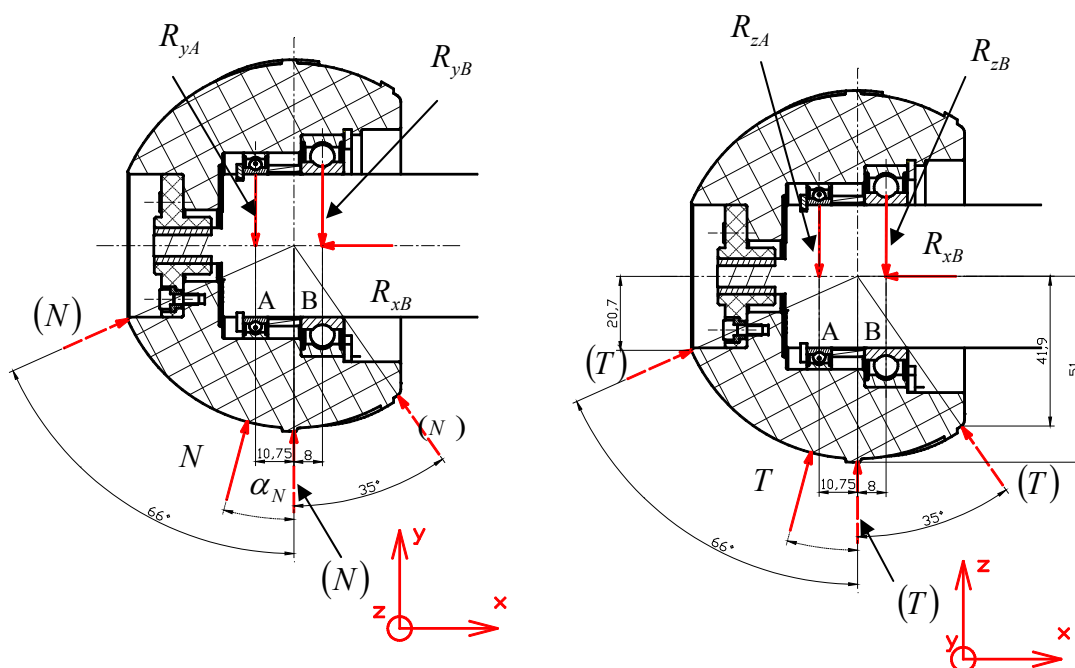


**Obr. 12:** Řez kolem

### 3.3 Kontrolní výpočet ložisek

#### 3.3.1 Výpočet sil působících na jednotlivá ložiska

Silami působícími na ložiska jsou reakce podpěr nosníku o dvou podporách. Menší ložisko *A* je kvůli vymezení vůlí, tepelné roztažnosti a statické určitosti uloženo v kole posuvně, proto nezachytává axiální sílu, tu zachytává větší ložisko *B*.



**Obr. 13:** Schéma zatěžujících sil ložisek v kole

Síla, která zatěžuje nohu robotu je reakce od podložky  $N$ . Vzhledem k tomu, že robot je vybaven čtyřmi nohama, je hodnota síly působící na jednu nohu robotu je rovna jedné čtvrtině celkové tíhy robotu. Ale protože robot může stát nebo jet v nerovném terénu pod různým náklonem, případně vykonávat manévry, při kterých nestojí na všech nohách, je pro výpočet vzata zatěžující síla rovna jedné polovině celkové tíhy robotu  $G$ . Dále jsou ložiska zatěžována obvodovou silou  $T$ , která závisí na momentu (pro výpočet bude brán záběrový moment) a poloměru, na kterém síla působí.

$$N = \frac{1}{2} mg \cong 150 \text{ N}. \quad (3.7)$$

Úhel  $\alpha_N$ , pod kterým zatížení působí, se podle polohy kontaktního bodu kola s podložkou mění od  $66^\circ$  do  $-35^\circ$ .

Rovnice silové rovnováhy do směru  $x$  je

$$N \sin(\alpha_N) - R_{xB} = 0, \quad (3.8)$$

a rovnice silové rovnováhy do směru  $y$  pak je

$$N \cos(\alpha_N) - R_{yA} - R_{yB} = 0. \quad (3.9)$$

Momentová rovnice psaná ke středu ložiska  $A$  v rovině  $xy$  zní

$$N \cdot 10,75 \cdot \cos(\alpha_N) - R_{yB} \cdot (10 + 8,75) = 0. \quad (3.10)$$

V rovině  $xz$  pak vyjde soustava rovnic

$$T \cos(\alpha_N) - R_{zA} - R_{zB} = 0, \quad (3.11)$$

$$T \cdot 10,75 \cdot \cos(\alpha_N) - R_{zB} \cdot (10 + 8,75) = 0. \quad (3.12)$$

Potom celková radiální síla působící na ložisko  $A$  je

$$R_A = \sqrt{R_{zA}^2 + R_{yA}^2} \quad (3.13)$$

a na ložisko  $B$

$$R_B = \sqrt{R_{zB}^2 + R_{yB}^2} \quad (3.14)$$

Ze soustavy rovnic (3.8 až 3.14) pak vyjde v závislosti na  $\alpha_N$  (Tab. 3).

**Tab. 4:** Síly zatěžující ložiska v kole

$\alpha_N [^\circ]$	$R_{xB} [N]$	$R_{yB} [N]$	$R_{zB} [N]$	$F_{rB} [N]$	$R_{yA} [N]$	$R_{zA} [N]$	$F_{rA} [N]$
66	137,03	34,98	88,63	95,28	26,03	65,96	70,91
0	0	86	35,97	93,2	64	26,7	69,34
-35	-81,69	72,13	44,75	84,8	53,68	33,3	63,17

### 3.3.2 Kontrolní výpočet ložiska A

Z rozměrových důvodů bylo zvoleno kuličkové ložisko *SKF 61808-2RZ*. Ložisko je zatíženo proměnnou silou a také otáčky jsou proměnné. Obvykle se v tomto případě určí střední neproměnné zatížení z podílu působení dílčích zatížení. Protože tyto hodnoty nejsou známy, výpočet bude proveden pro maximální zatížení při maximálních otáčkách.

Ložisko je zatíženo pouze radiální silou, která je podle Tab. 3 maximální pro úhel  $\alpha_N = 0^\circ$ .

**Tab. 5:** Výpočet ložiska A v kole

$F_{rA} [\text{N}]$	70,91
$F_{aA} [\text{N}]$	0
$n_A [\text{ot/min}]$	374,7
$f_0$	14
$C_0 [\text{N}]$	3 450
$C [\text{N}]$	4 940
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0
$e$	0,19
$\frac{F_a}{F_r}$	0
$X_0$	0,6
$Y_0$	0,5
$P_0 [\text{N}]$	42,55
$s_0$	81,1
$X$	1
$Y$	0
$P [\text{N}]$	70,91
$L_{10} [n \cdot 10^6]$	$3,38 \cdot 10^5$
$L_{h10} [\text{hod}]$	$1,35 \cdot 10^7$

### 3.3.3 Kontrolní výpočet ložiska B

Jako větší ložisko bylo zvoleno ložisko *SKF 61902-2RS1*. Je zatíženo radiální silou  $F_{rB}$  a axiální silou  $F_{aB}$ . Výpočet byl proveden pro  $\alpha_N = 66^\circ$ .

**Tab. 6:** Výpočet ložiska B v kole

$F_{rB} [\text{N}]$	95,28
$F_{aB} [\text{N}]$	137,03
$n_B [\text{ot/min}]$	374,7
$f_0$	14
$C_0 [\text{N}]$	10 000
$C [\text{N}]$	13 800
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0,22
$e$	0,19
$\frac{F_a}{F_r}$	1,438
$X_0$	0,6
$Y_0$	0,5
$P_0 [\text{N}]$	125,68
$s_0$	79,56
$X$	0,56
$Y$	2,3
$P [\text{N}]$	368,53
$L_{10} [n \cdot 10^6]$	$5,25 \cdot 10^4$
$L_{h10} [\text{hod}]$	$2,1 \cdot 10^6$

### 3.4 Výpočet náboje metodou konečných prvků

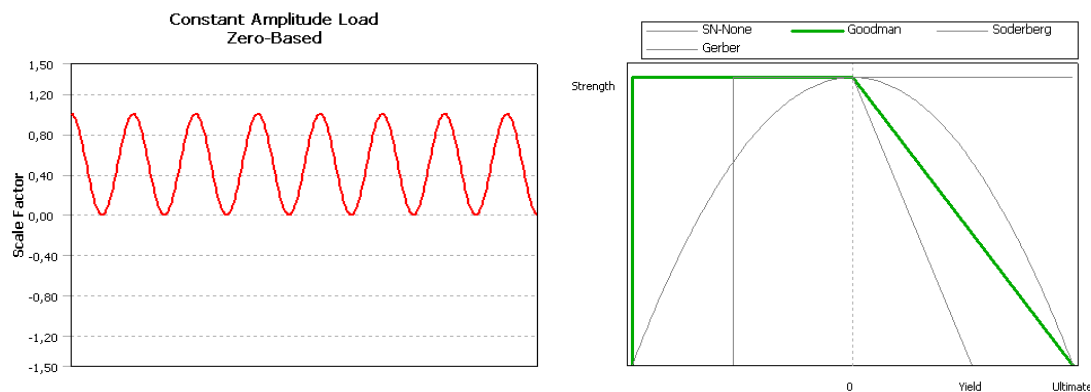
Kvůli požadavku na nízkou hmotnost je náboj vyroben z duralu 2024. Vzhledem k tvarové složitosti byl proveden výpočet napětí a deformace náboje metodou konečných prvků v systému Ansys. Jako okrajové podmínky byly použity reakce od ložisek a reakční moment od převodovky **GP 32 C**. Další okrajovou podmínkou bylo zabránění posuvů a natočení zadní plochy příruby, ke které je přišroubován nosník (viz dále). K vysítování (Obr. 16) byly použity 10-uzlové prvky ve tvaru čtyřstěnu se zvýšením hustoty sítě v místě největšího namáhání. Materiálovým modelem byl zvolen předdefinovaný materiál aluminium alloy (hliníková slitina), který má následující vlastnosti:

- modul pružnosti v tahu (Young's modulus)  $E_{dur} = 71 \text{ GPa}$



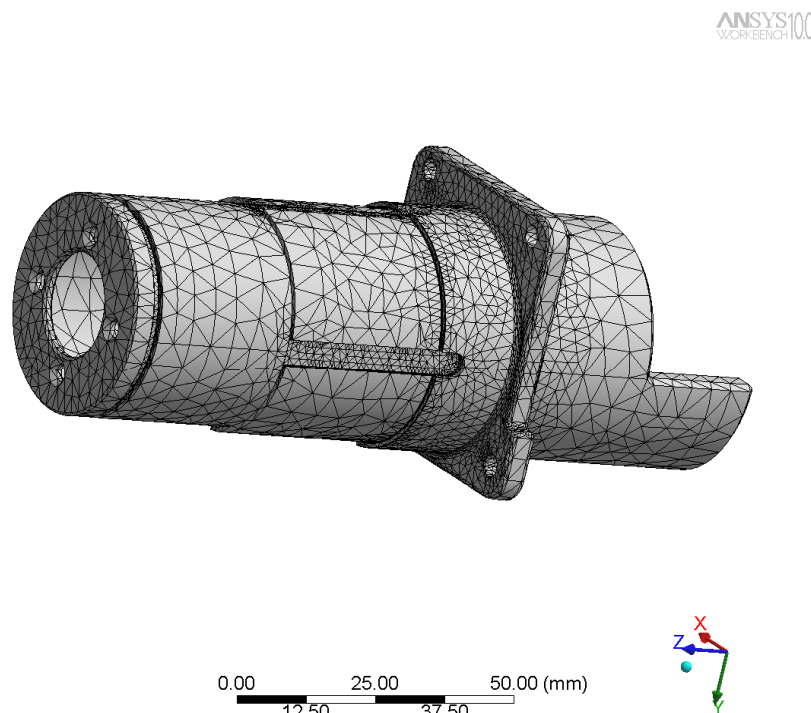
- Poissonovu konstantu (Poisson's ratio)  $\mu_{dur} = 0,33$
- modul pružnosti ve smyku (shear modulus)  $G_{dur} = \frac{E_{dur}}{2(1 + \mu_{dur})} = 26,7 \text{ GPa}$

Materiálový model obsahuje také parametry pro výpočet únavy materiálu. Cyklus namáhání byl zvolen pulzující. Pro nahrazení mezní křivky únavy materiálu, bylo použito nahrazení podle Goodmana.



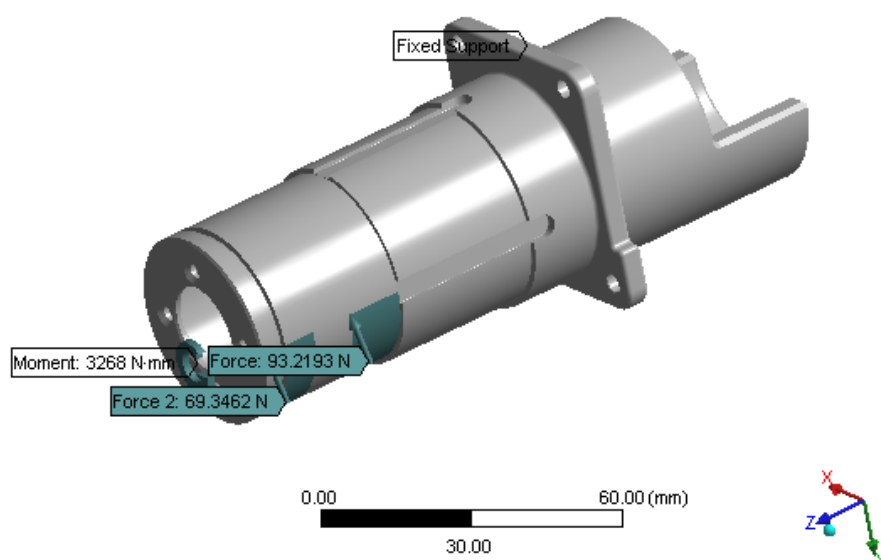
**Obr. 14:** Teoretický průběh sil zatěžující náboj a nahrazení mezní čáry napětí

Uplatnění okrajových podmínek a výsledky výpočtu náboje pro  $\alpha_N = 0^\circ$  jsou na Obr. 15 až Obr. 20.



**Obr. 15:** Vysíťovaný model náboje (105 231 uzlů a 65 353 prvků)

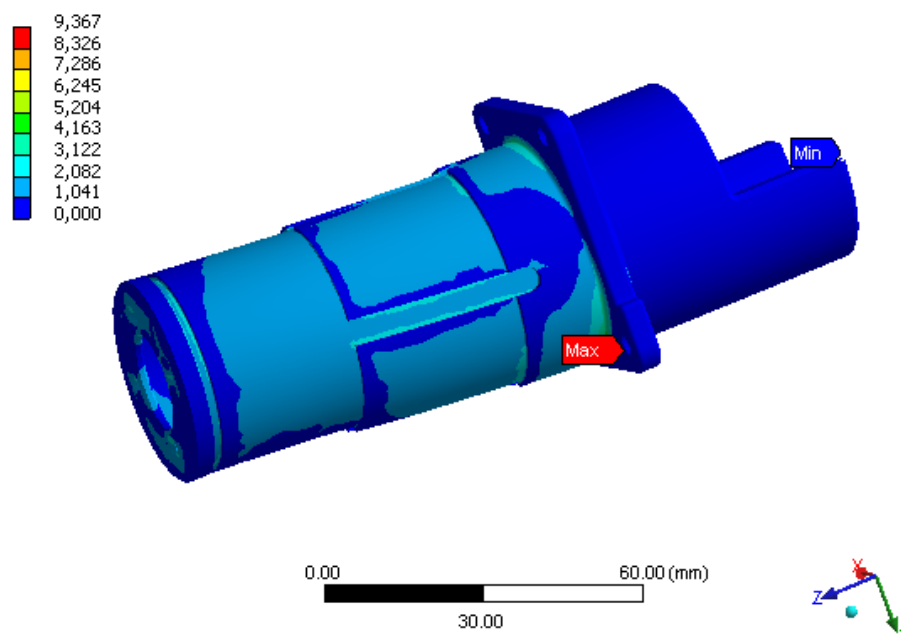
ANSYS10.0  
WORKBENCH



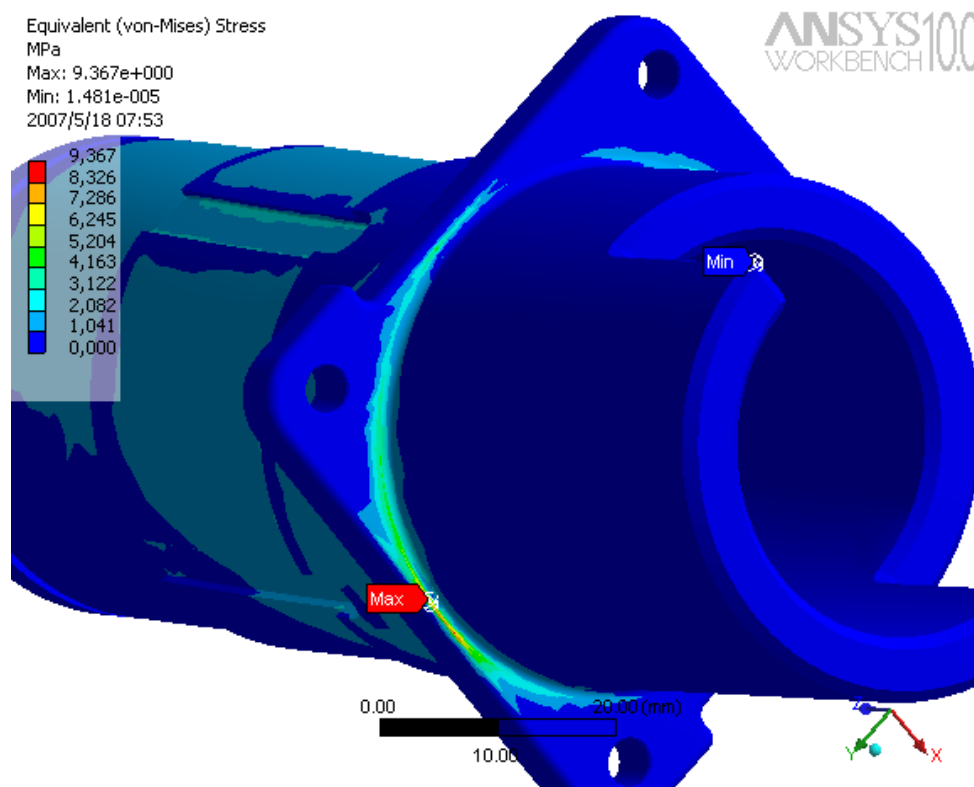
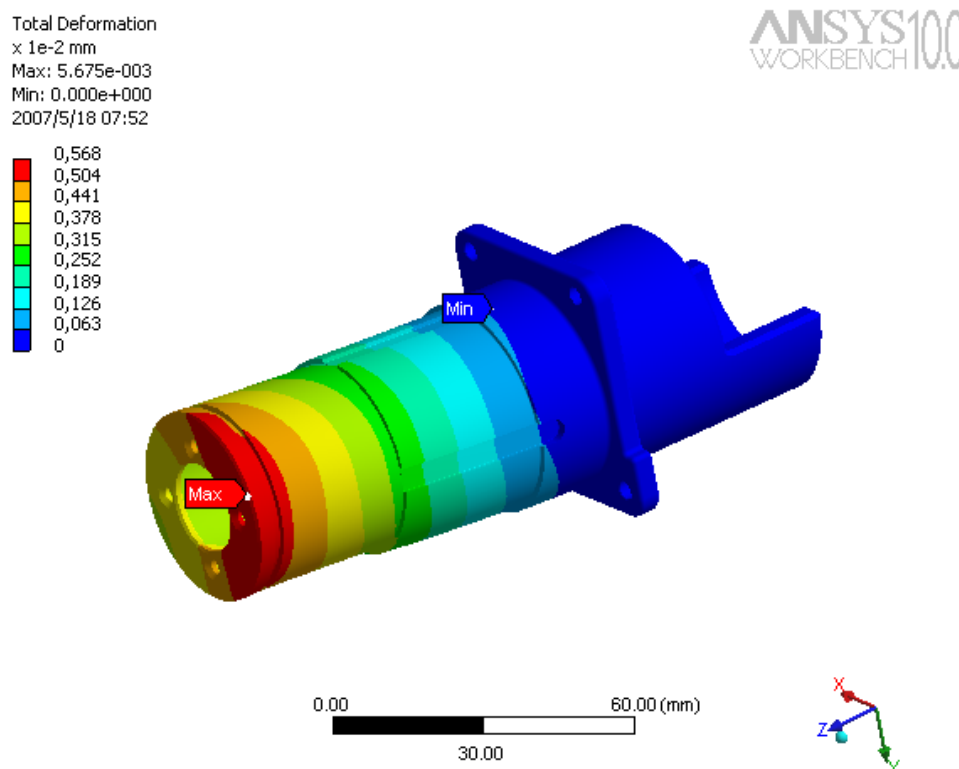
Obr. 16: Okrajové podmínky pro náboj pro  $\alpha_N = 0^\circ$

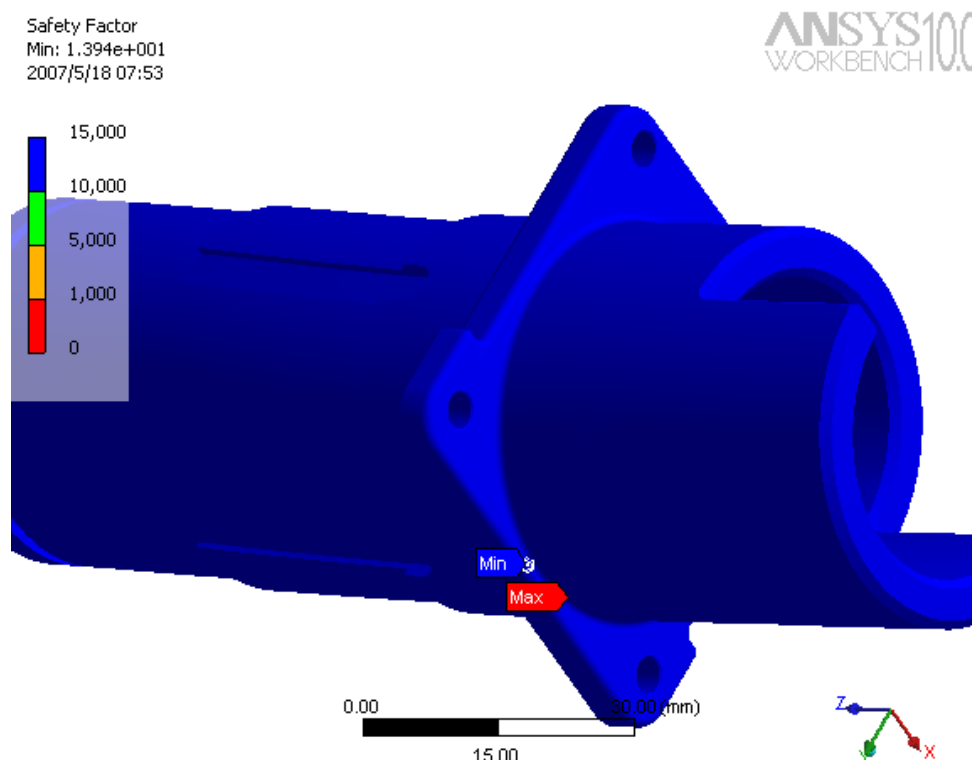
Equivalent (von-Mises) Stress  
MPa  
Max: 9.367e+000  
Min: 1.481e-005  
2007/5/18 07:54

ANSYS10.0  
WORKBENCH



Obr. 17: Ekvivalentní napětí pro náboj pro  $\alpha_N = 0^\circ$

Obr. 18: Lokální špička napětí náboje pro  $\alpha_N = 0^\circ$ Obr. 19: Deformace náboje pro  $\alpha_N = 0^\circ$

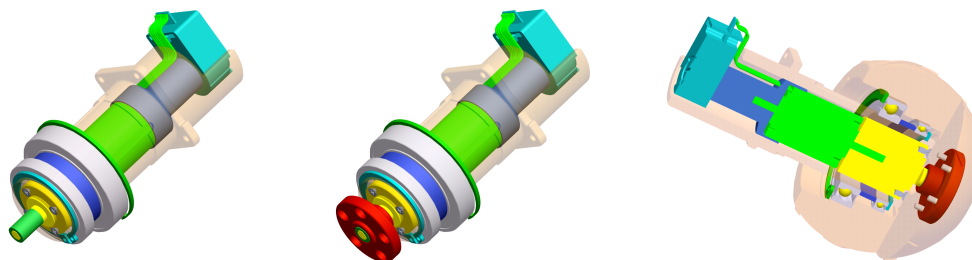


**Obr. 20:** Koeficient bezpečnosti náboje pro  $\alpha_N = 0^\circ$

Koeficient bezpečnosti součásti 13,94 je vyhovující.

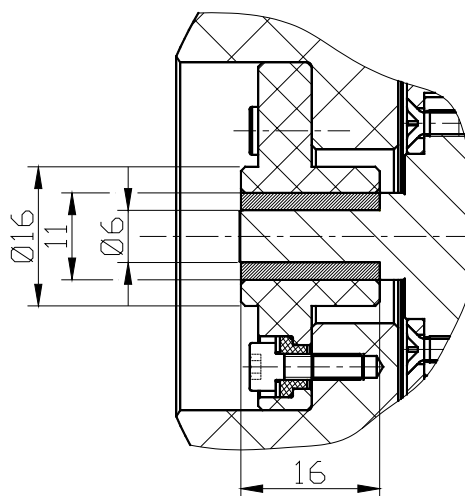
### 3.5 Přenos momentu z výstupního hřídele na kolo

Na výstupní hřídel převodovky je nasazena pružná spojka realizovaná jako pryžový kotouč s navulkanizovaným ocelovým nábojem pro připojení hřídele a s ocelovými pouzdry pro šrouby. Otáčení pouzdra na hřídeli zabraňuje vytvořená plocha na hřídeli i v náboji. Pryžový kotouč nepřenáší ohybové momenty na hřídel převodovky. Hnací moment je přenášen z kotouče na kolo pěti šrouby  $M\ 3 \times 10$  ČSN EN ISO 4762 uloženými v ocelových pouzdrech.



Obr. 21: Spojka na kole

### 3.5.1 Výpočet spojky



Obr.22 : Schéma spojky na kole

$$d_i = 6 \text{ mm}, d_p = 11 \text{ mm}, d_e = 16 \text{ mm}$$

$$(r_i = 0,5d_i, r_p = 0,5d_p, r_e = 0,5d_e)$$

Kritickým místem spojky je navulkanizovaný spoj mezi vnějším povrchem náboje a vnitřním povrchem pryžového kotouče. Budeme proto kontrolovat smykové napětí v tomto spoji.

Maximální přenášený moment je záběrový moment motoru vynásobený převodovým poměrem převodovky

$$M_{k\max} = M_s i = 0,153 \frac{299}{14} = 3,268 \text{ Nm} . \quad (3.13)$$

Od tohoto momentu vznikne obvodová síla

$$F_{ok} = \frac{2M_{k\max}}{d_p} = 564,18 \text{ N}, \quad (3.14)$$

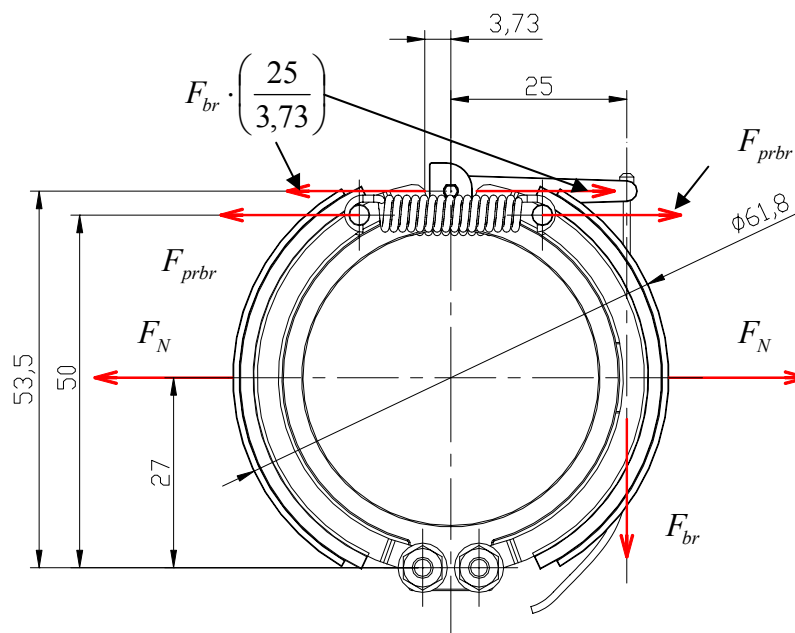
kteřá vyvolá napětí

$$\tau_{ok} = \frac{F_{ok}}{16\pi d_p} = 1,08 \text{ MPa}. \quad (3.15)$$

Vzhledem k tomu, že v dostupné literatuře se dovolené napětí vulkanizovaného spoje neuvádí, byla hodnota odhadnuta z běžně průmyslově vyráběných silentbloků a jejich dovoleného zatížení. Takto odhadnuté napětí se pohybuje kolem 1 MPa.

### 3.6 Brzda

Kvůli bezpečnosti nemůže být brzdění ponecháno pouze na elektricky ovládaných prvcích, proto je jako pomocný prvek použita mechanická bubnová brzda. Jako rozvírač čelistí je použit evolventní klíč, který zajišťuje konstantní převod mezi natočením klíče a rozevřením čelistí. Pohyb (otáčení) klíče pro vyvolání brzdového účinku je způsoben zatažením ovládacího lanka brzdy za páku brzdového klíče.



**Obr.23** : Schéma brzdy

Brzdňý moment pak bude (pro součinitel smykového tření mezi čelistmi a brzdou plochou  $f_{br} = 0,3$ )

$$M_{br} = F_N f_{br} \cdot 61,8, \quad (3.16)$$

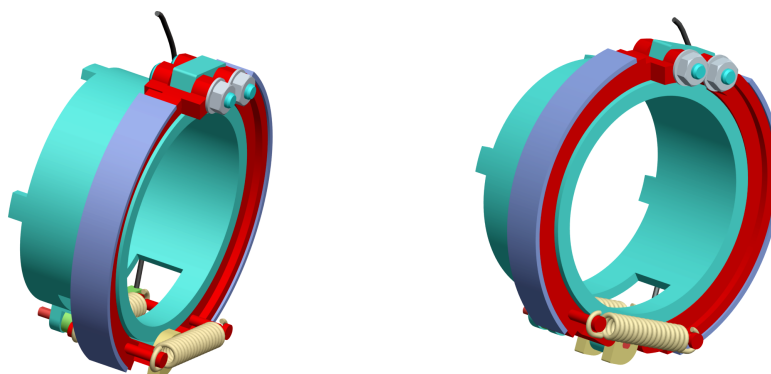
kde (vycházíme z momentové rovnováha k ose čepu čelisti)

$$F_N = \frac{F_{br} \cdot \left( \frac{25}{3,73} \right) \cdot 53,5 - F_{prbr} \cdot 50}{27}. \quad (3.17)$$

$F_{br}$  je síla v táhle,  $F_{prbr}$  síla od dvojice pružin, hodnota 3,73 mm je zdvih vačky (klíče) – viz Obr. 26, při kterém se čelisti dostanou do kontaktu s obložením v kole. Hodnota zdvihu je poměrně nejistá, závisí na deformaci všech součástí, opotřebení brzdového obložení a podobně, proto jsou hodnoty v následující tabulce pouze teoretické.

**Tab. 7:** Závislost brzdňého momentu na síle v lanku brzdy

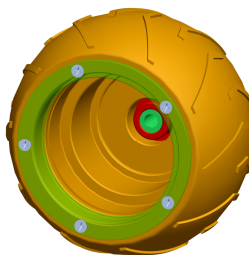
Síla v lanku $F_{br}$ [N]	Brzdňý moment $M_{br}$ [ $10^{-3} \cdot \text{Nm}$ ]
5	1 128
10	2 359
15	3 590
20	4 821
25	6 053



**Obr.24 :** Model brzdy

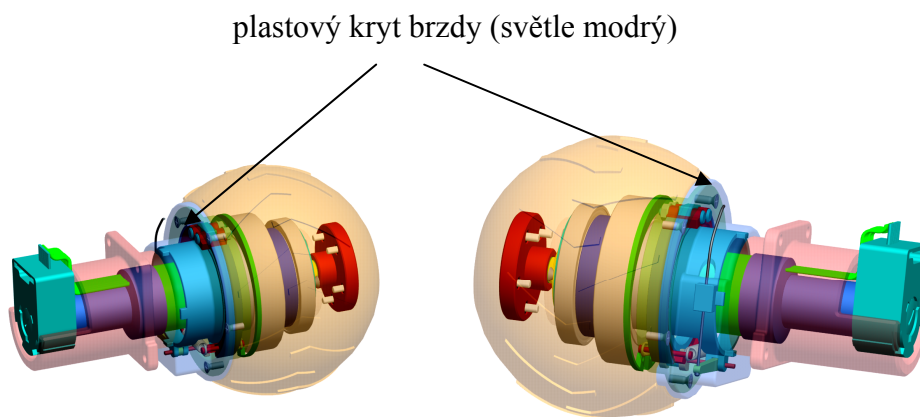
Axiální poloha brzdy je vymezena z jedné strany osazením na náboji, na který je celá brzda nasazena, z druhé strany distančním kroužkem mezi ložiskem a tělesem brzdy. Tento kroužek je pouze ze  $\frac{3}{4}$  obvodu kvůli jeho kolizi s vratnými pružinami čelistí brzdy. Proti pootočení je brzda zajištěna výstupky, které zapadají do vyfrézovaných drážek na náboji.

Jako brzdná plocha je v kolečku nasazena kovová vložka, přichycená pěti šrouby *M 3 x 6 ČSN EN ISO 7046-1 Z*.



**Obr.25** : Brzdná vložka v kole

Vnikání nečistot do prostoru brzdy a ložisek uvnitř kolečka brání plastový kryt.



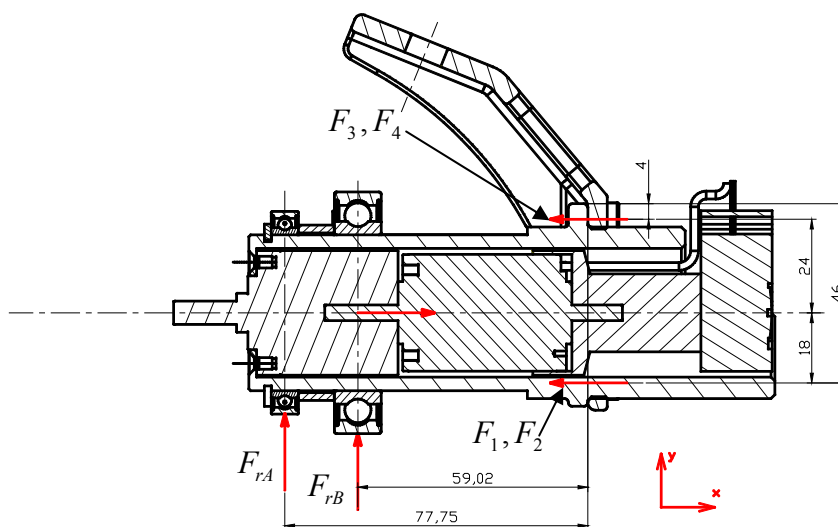
**Obr.26** : Kryt brzdy



### 3.7 Šroubový spoj spojující náboj s nosníkem

**Tab. 8:** Síly působící na šrouby při  $\alpha_N = 0$

$\alpha_N [^\circ]$	$R_{yB} [N]$	$R_{zB} [N]$	$R_{yA} [N]$	$R_{zA} [N]$
0	86	35,97	64	26,7



**Obr.27 :** Schéma zatěžujících sil šroubů nosníku

Spoj je namáhán ohybem ve dvou rovinách silami reakcí od ložisek. Největší namáhání je při působení normálové síly na kolo pod úhlem  $\alpha_N = 0^\circ$ .

$$M_{oxy} = R_{yB} \cdot 77,75 + R_{yA} \cdot 59,02 = 10,05 \text{ Nm} \quad (3.18)$$

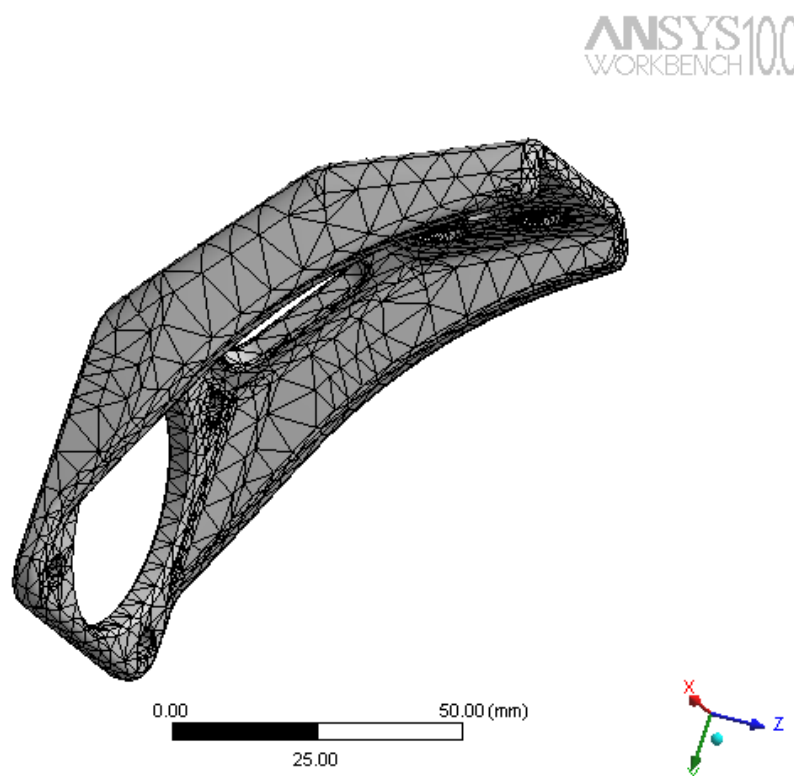
$$M_{oxz} = R_{zB} \cdot 77,75 + R_{zA} \cdot 59,02 = 4,37 \text{ Nm} \quad (3.19)$$

**Tab. 9:** Výpočet šroubového spoje náboj – nosník pro  $\alpha_N = 0$ 

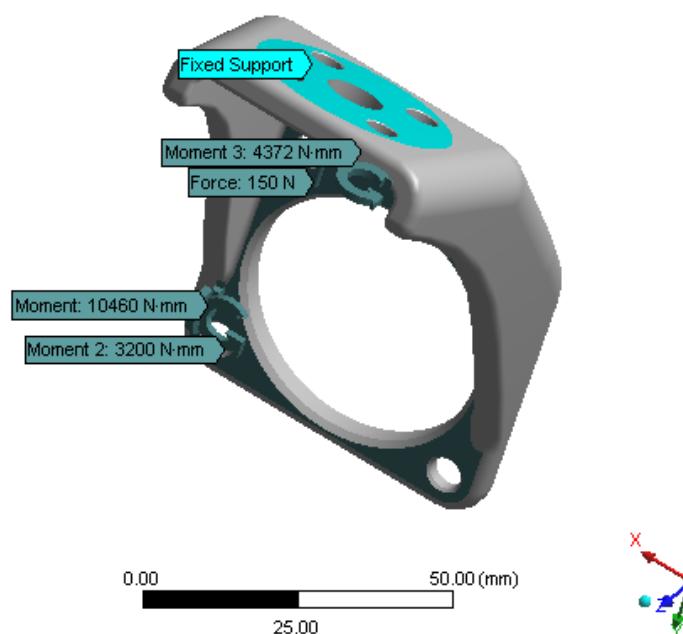
Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 15,74 \text{ N}$ $F_2 = 50,48 \text{ N}$ $F_3 = 114,75 \text{ N}$ $F_4 = 149,49 \text{ N}$
Tuhost šroubů	$k_s = 9,396 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$
Tuhost příruby	$k_p = 1,32 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 1,73$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 29,89 \text{ N}$ $F_{Q2} = 95,84 \text{ N}$ $F_{Q3} = 217,88 \text{ N}$ $F_{Q4} = 283,829 \text{ N}$
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 273,68 \text{ N}$ $F_{p2} = 251,3 \text{ N}$ $F_{p3} = 209,88 \text{ N}$ $F_{p4} = 187,5 \text{ N}$
Síla v kolmém směru na osy šroubů, kterou je schopen šr. spoj přenést třením	$f_p (F_{p1} + \dots + F_{p4}) = 184,47 \text{ N}$
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 289,42 \text{ N}$ $F_{s2} = 301,78 \text{ N}$ $F_{s3} = 324,63 \text{ N}$ $F_{s4} = 336,99 \text{ N}$
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 25,1 \text{ MPa}$
Bezpečnost	$k_s = 3,59$
Utahovací moment	$M_{uh} = 265,03 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$

### 3.8 Nosník

K náboji je přišroubován profilovaný nosník čtyřmi šrouby  $M 5 \times 8$  ČSN EN ISO 4762. Pevnostní kontrola nosníku byla provedena metodou konečných prvků. Jako okrajové podmínky byly použity moment od normálové reakce podložky a záběrový moment motoru pojezdu vynásobený převodovým poměrem k němu připojené převodovky a moment od obvodové síly na kole způsobené záběrovým momentem motoru pojezdu. Nastavení programu je stejné jako v kapitole 3.4.

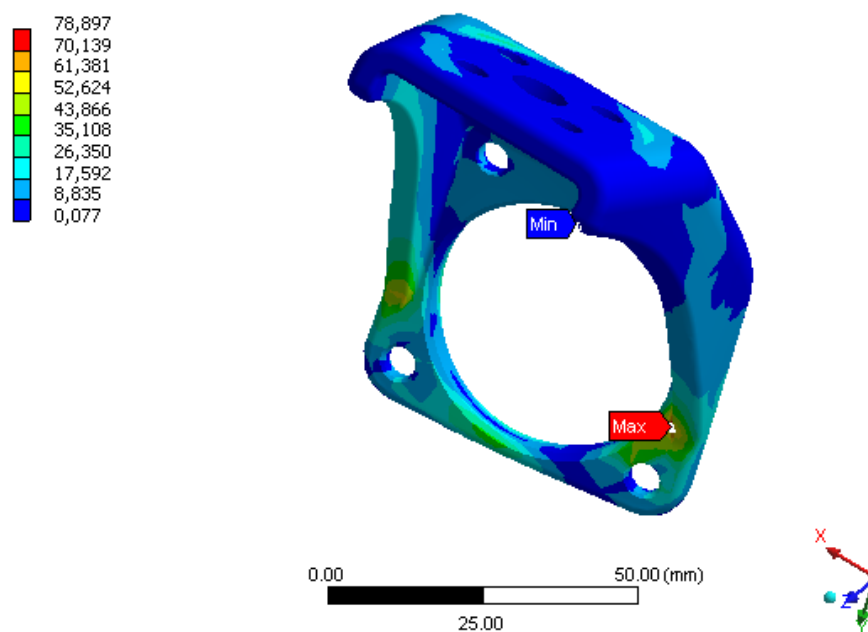


**Obr. 28 :** Vysíťovaný model nosníku (59 897 uzlů a 37 799 prvků)

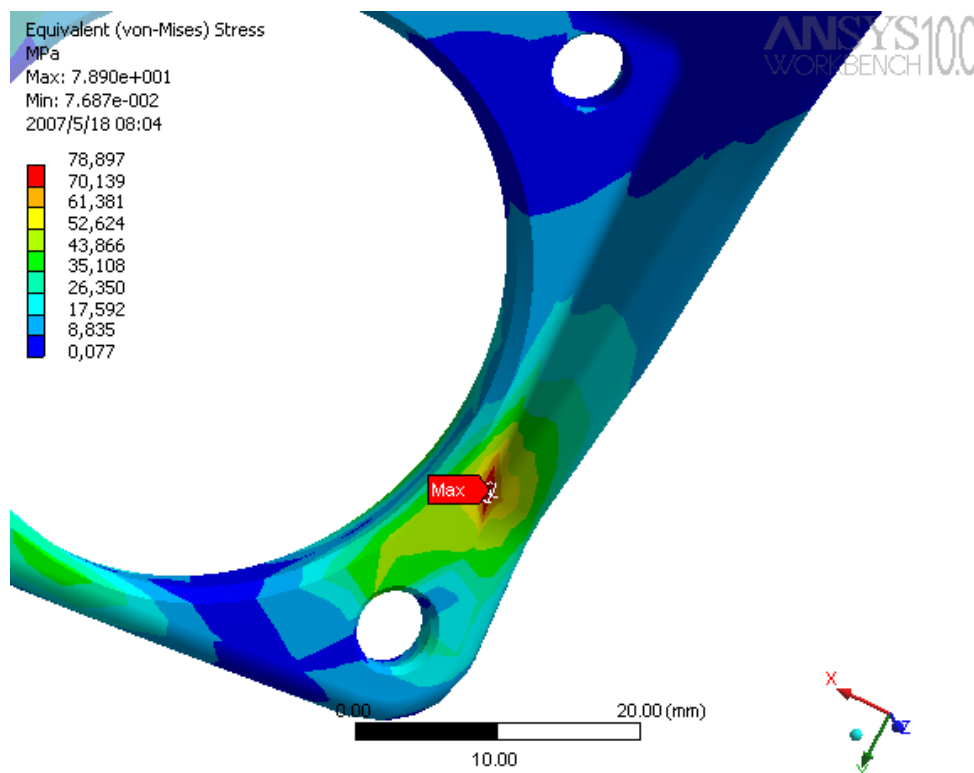
ANSYS10.0  
WORKBENCH

Obr. 29: Okrajové podmínky

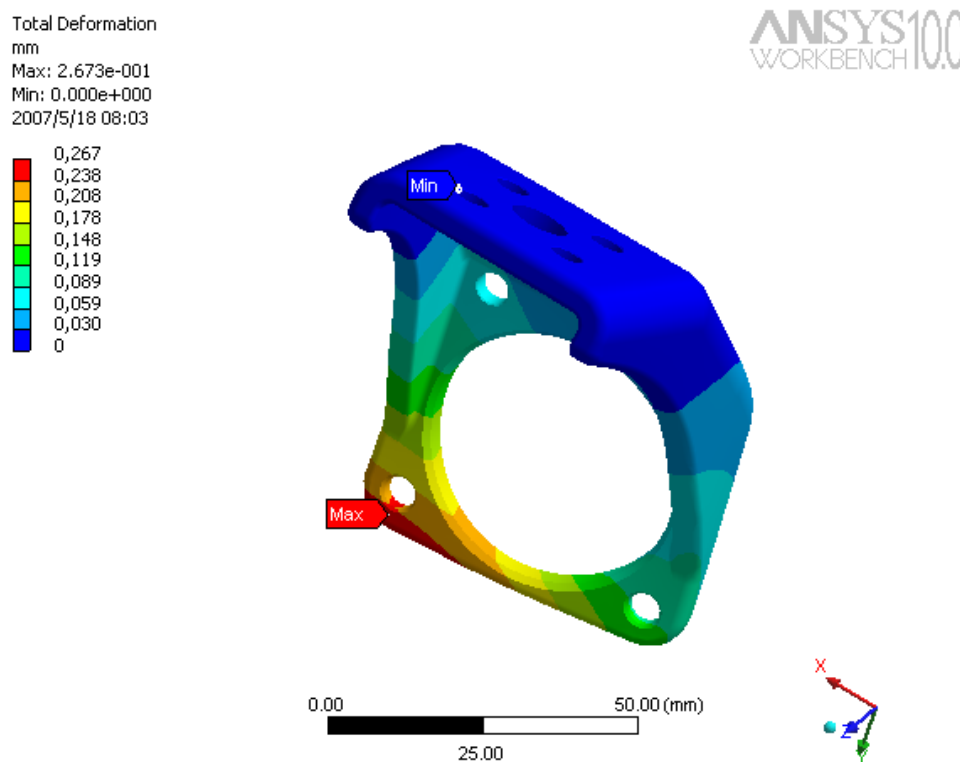
Equivalent (von-Mises) Stress  
MPa  
Max: 7.890e+001  
Min: 7.687e-002  
2007/5/18 08:03

ANSYS10.0  
WORKBENCH

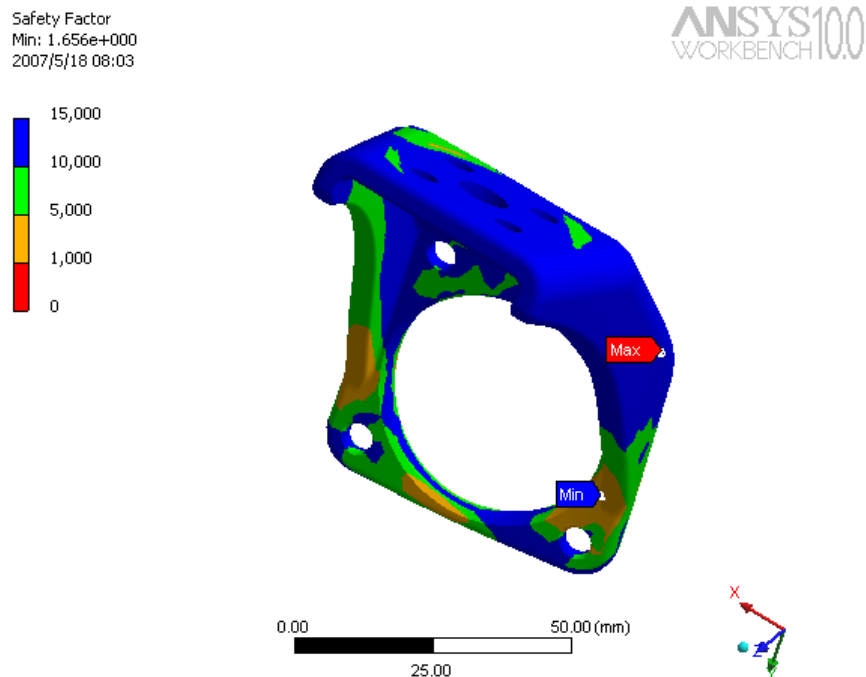
Obr. 30 : Výsledné ekvivalentní napětí



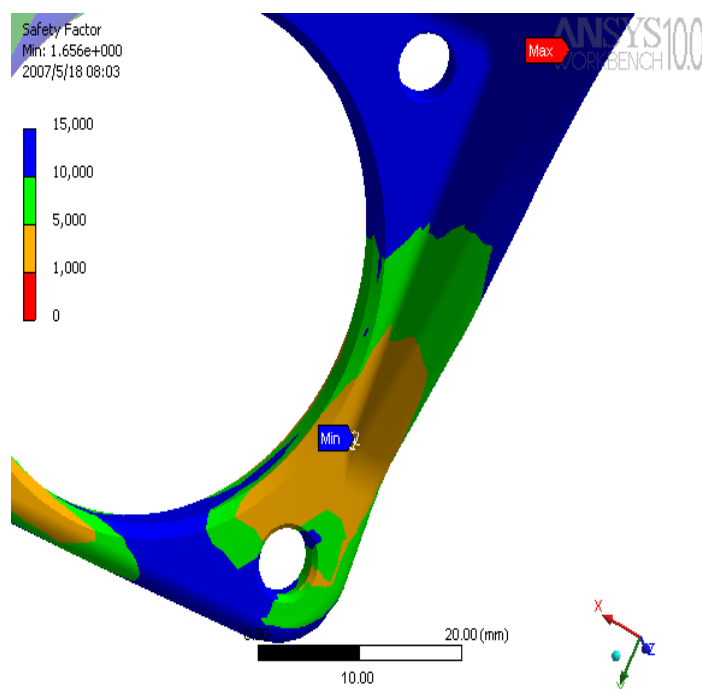
Obr. 31 : Lokální špička napětí



Obr. 32: Výsledná celková deformace



**Obr. 33:** Koeficient bezpečnosti (minimální hodnota je 1,735)

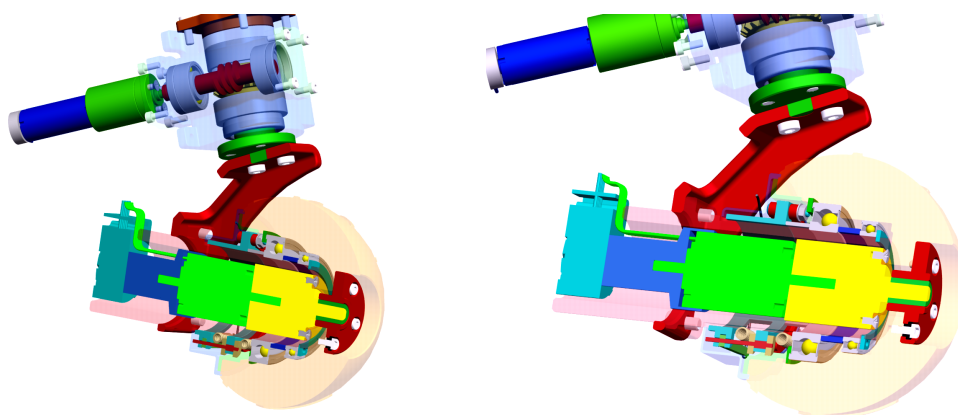


**Obr. 34:** Detail místa s nejmenší bezpečností

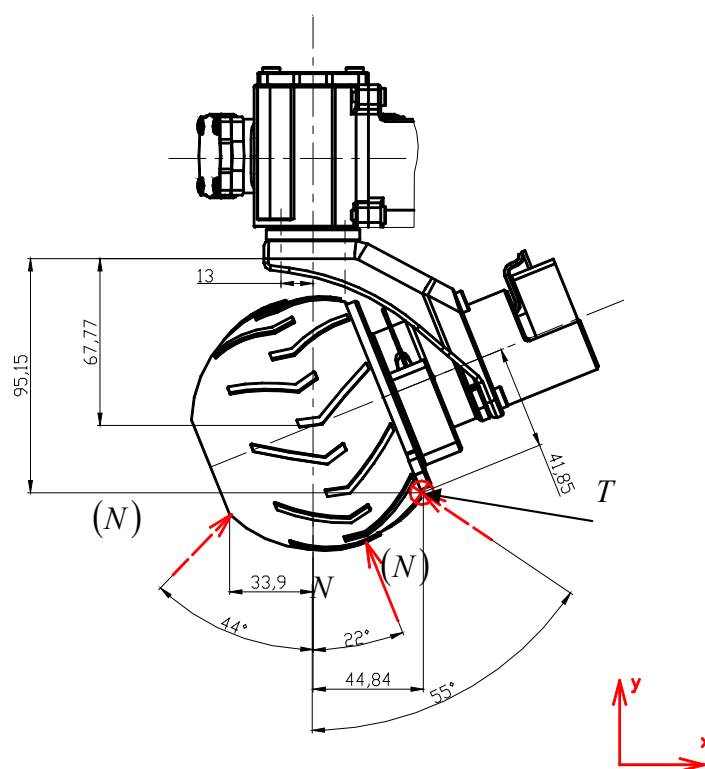
Koeficient bezpečnosti 1,65 součásti je dostatečný.

### 3.9 Připojení nosníku na výstupní hřídel pohonu pivotace

K nosníku je připojen hřídel šnekového kola. Jeho poloha je vymezena líčovanou dírou a čtyřmi šrouby  $M 5 \times 8$  ČSN EN ISO 4762.



**Obr. 35:** Spojení nosníku s hřídelí šnekového kola rejdů



**Obr. 36:** Schéma zatěžujících sil

Šroubový spoj přenáší kroutící moment od šnekového kola, které je nasazeno na hřídeli. Zároveň je namáhán na krut od obvodové síly na kole a na ohyb od reakce podložky. Maximální možný kroutící moment, kterým je spoj namáhán je

$$\begin{aligned}
 M_{kh} &= M_{zr} \cdot i_{pr} \cdot \eta_{pr} \cdot \mu_{s1} \cdot i_{s1} + M_s \cdot i_k \cdot \eta_k \cdot \frac{44,84}{41,85} = \\
 &= 19,02 \cdot 29 \cdot 0,81 \cdot 0,48 \cdot 22 + 153 \cdot 21,35 \cdot 0,75 \cdot \frac{44,84}{41,85} = 7,34 \text{ Nm.}
 \end{aligned}
 \tag{3.20}$$

Šrouby jsou umístěny na roztečné kružnici o poloměru

$$r_h = 13 \text{ mm.} \tag{3.21}$$

Dále je spoj namáhán ohybovým momentem od normálové síly, který je největší pro  $\alpha_N = 56^\circ$  a od obvodové síly na kole, tedy

$$M_{oxy} = N \cdot 67,77 \cdot \sin 57^\circ = 8,5 \text{ Nm,} \tag{3.22}$$

$$M_{oyz} = T \cdot 95,15 = 7,24 \text{ Nm.} \tag{3.23}$$

**Tab. 10:** Šroubový spoj hřídel rejdů - nosník

Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 81,7 \text{ N}$
	$F_2 = 161,3 \text{ N}$
	$F_3 = 173,67 \text{ N}$
	$F_4 = 247,26 \text{ N}$
Tuhost šroubů	$k_s = 9,40 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$
Tuhost příruby	$k_p = 1,32 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 5,1$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 293,32 \text{ N}$
	$F_{Q2} = 539,47 \text{ N}$
	$F_{Q3} = 580,82 \text{ N}$
	$F_{Q4} = 826,96 \text{ N}$



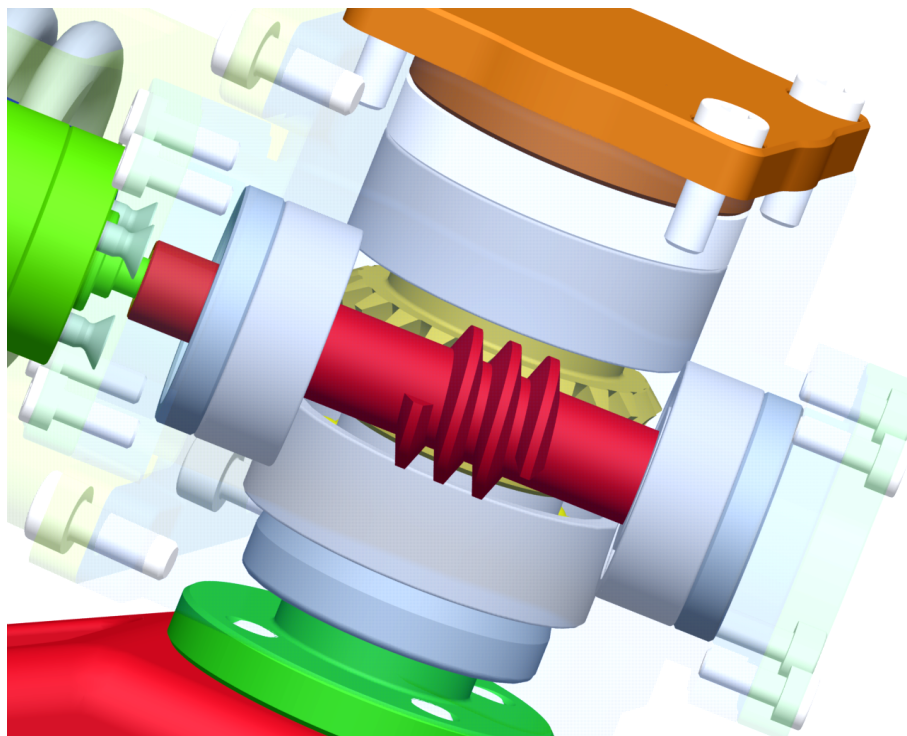
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 770,44 \text{ N}$ $F_{p2} = 723,01 \text{ N}$ $F_{p3} = 715,04 \text{ N}$ $F_{p4} = 667,62 \text{ N}$
Krouticí moment, který je schopen spoj přenést třením při provozním zatížení	$f_p \cdot r_s (F_{p1} + \dots + F_{p4})_s = 7,48 \text{ Nm}$
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 858,15 \text{ N}$ $F_{s2} = 884,326 \text{ N}$ $F_{s3} = 888,81 \text{ N}$ $F_{s4} = 914,9 \text{ N}$
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 68,16 \text{ MPa}$
Bezpečnost šroubů v tahu	$k_{sr} = 1,32$
Utahovací moment	$M_{uh} = 774,46 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$

### 3.10 Výpočet pohonné jednotky a šnekového převodu pivotace a rejdu

Protože na rejdu a pivotaci jsou kladeny stejné nároky, nebyl důvod, aby jejich pohonné jednotky a šnekové převody byly rozdílné. Pohonnou jednotkou zajišťující pivotaci (a rejdu) je motor **EC-max 16** (Příloha 5) o výkonu 8 W spojený s převodovkou **GP 22 C** (Příloha 6) a **Encoderem MR, Typ M** (Příloha 7), schopným snímat polohu 128 krát během otáčky. Pohonná jednotka je připojena ke šnekovému převodu, který zajišťuje otáčení hřídele rejdu, popř. pivotace. Šnekový převod je samosvorný, aby nedocházelo k samovolnému zatáčení.

**Tab. 11:** Pohonná jednotka rejdu a pivotace

Jmenovité otáčky motoru <b>EC-max 16</b>	$n_{jr} = 7\,310 \text{ ot/min}$
Jmenovitý moment motoru	$M_{jr} = 8,04 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$
Záběrový moment motoru	$M_{zr} = 19,2 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$
Převodový poměr převodovky <b>GP 22 C</b>	$i_{pr} = 729/25 \approx 29$
Účinnost při poměru $i_{pr}$	$\eta_{pr} = 0,81$

**Obr. 37:** Šnekový převod rejdu

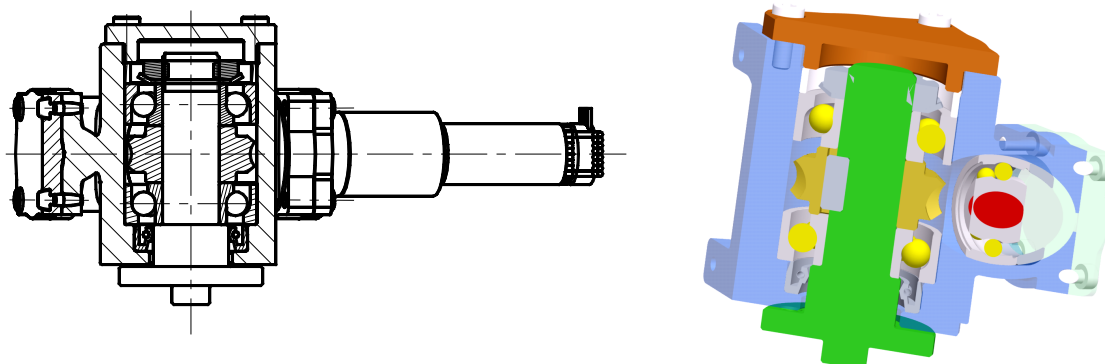
**Tab. 12:** Parametry šnekového převodu rejdu a pivotace

Otáčky šneku $n_1$	250,69 ot/min
Kroutící moment na šneku $M_{k1}$	0,19 Nm
Převodový poměr $i_s$	22
Otáčky šnekového kola $n_2$	11,39 ot/min
Úhlová rychlost šnekového kola $\omega$	1,19 rad/s
Úhel záběru $\alpha_s$	20°
Součinitel průměru šneku $q$	10 mm
Úhel stoupání šroubovice šneku $\gamma$	5,71°
Součinitel smykového tření za klidu pro ocel na mosazi při mazání $f_s$	0,1 ÷ 0,12
Třecí úhel, který respektuje nejen součinitel tření mezi stykovými plochami, ale i úhel záběru $\phi'$	6,074°
Účinnost soukolí $\mu_s$	0,479
Moment na šnekovém kole $M_{k2}$	2,00 Nm
Osový modul ozubení $m_x$	1,25 mm
Osová vzdálenost po korekci $a$	20,679 mm
Obvodová síla šneku (je rovna osově síle kola) $F_{t1} = F_{a2}$	30,4 N
Axiální síla ve šneku (je rovna obvodové síle kola) $F_{t2} = F_{a1}$	145,71 N
Výsledná radiální síla (a zároveň radiální síla kola) $F_{r1} = F_{r2}$	57,37 N
Koeficient bezpečnosti v dotyku $S_H$	2,013
Koeficient bezpečnosti v ohybu $S_F$	40,935

Pevnostní kontrola byla provedena i pro zatížení soukolí od záběrového momentu motoru, výpis z programu je uveden v *Příloze 12*.

### 3.11 Uložení ložisek a šnekového kola

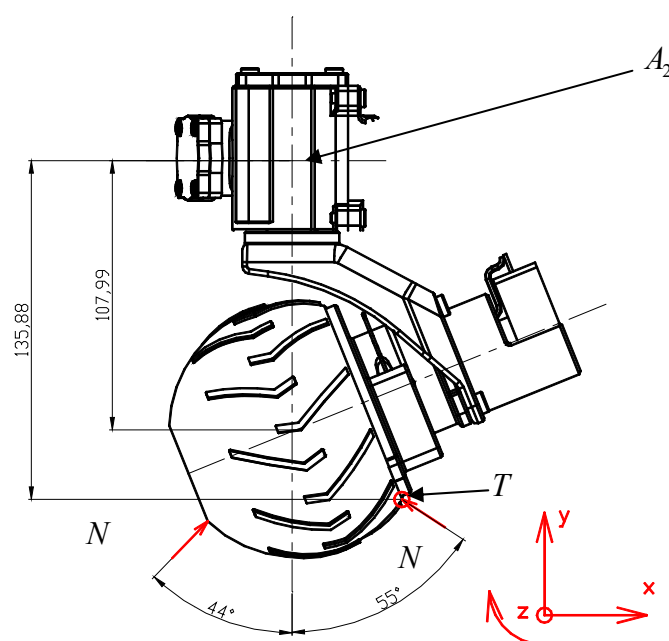
K uložení hřídele šnekového kola rejdu a pivotace byla použita kuličková ložiska s kosoúhlým stykem *SKF 7202BEP* v uspořádání čely k sobě.



Obr. 38: Šnekový převod rejdu

### 3.11.1 Výpočet sil působící na ložiska

Ložiska jsou zatěžována silami od šnekového kola, reakcí podložky a od obvodové síly na kole. V konečném důsledku se jedná o prostorově zatížený nosník. Axiální síla šneku, která je rovna obvodové síle šnekového kola, může působit v obou směrech a pro výpočet je uvažován horší případ, kdy působí ve stejném směru jako reakce podložky. Axiální síly v tomto případě zachycuje horní ložisko, ale v případě, kdy je noha podvozku robotu zdvižena, zachycuje naopak osovou sílu od hmotnosti částí připojené k hřídeli dolní ložisko.



Obr. 39: Schéma sil působící na ložiska hřídele rejdu

Reakci  $N$  je třeba rozložit do svislé a vodorovné složky a spočítat moment, kterým působí v místě uložení šnekového kola (bod  $A_2$ ).

$$N_x = N \sin \alpha_N \quad (3.24)$$

$$N_y = N \cos \alpha_N \quad (3.25)$$

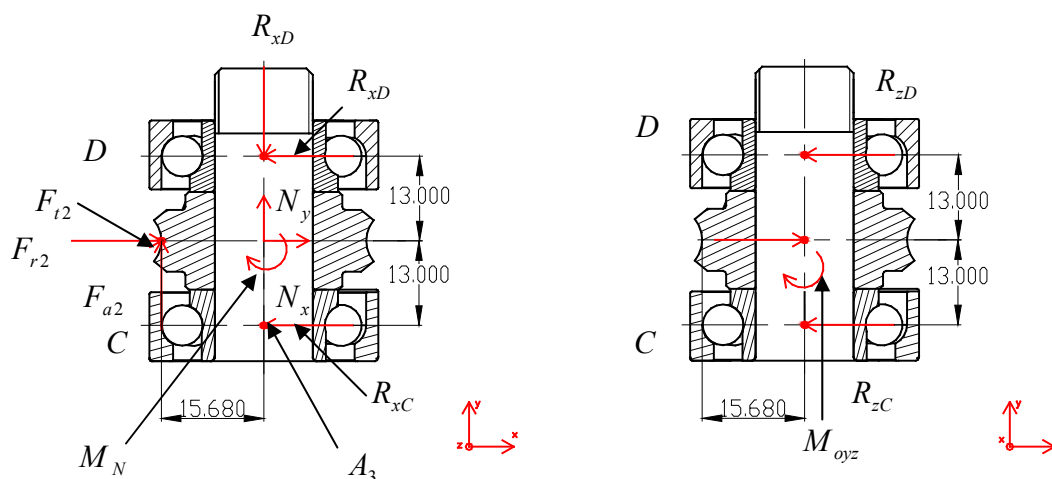
$$M_N = N \cdot 107,99 \cdot \sin \alpha_N \quad (3.26)$$

**Tab. 13:** Síly a momenty působící v místě šnekového kola rejdu způsobené reakcí

$\alpha_N [^\circ]$	$N_x [N]$	$N_y [N]$	$M_N [Nm]$
-44	104,2	108,9	-11,3
55	-122,8	86	13,26

Zatížení ložisek bude počítáno pro úhel  $\alpha_N = 55^\circ$ , protože při tomto úhlu působení reakce podložky, je zatížení nejhorší. Při tomto úhlu způsobí obvodová síla na kole moment

$$M_{oyz} = T \cdot 135,8 = 10,34 \text{ Nm} \quad (3.27)$$



**Obr. 40:** Schéma sil působících na ložiska hřídele rejdu

Z rovnováha do osy  $y$  dostaneme

$$R_{yD} = F_{a2} + N_y = 112,1 \text{ N}. \quad (3.28)$$

Z momentové rovnováhy v rovině  $xy$  k bodu  $A_3$  vyjde

$$R_{xD} = \frac{F_{a2} \cdot 15,68 + F_{r2} \cdot 13 + M_G + N_x \cdot 13}{26} = 495,62 \text{ N}. \quad (3.29)$$

Pak ze silové rovnováhy do osy  $x$  vychází síla

$$R_{xC} = F_{r2} + G_x - R_{xD} = -561,05 \text{ N}. \quad (3.30)$$

Z momentové rovnováhy v rovině  $yz$  k bodu  $A_3$  dostáváme

$$R_{zD} = \frac{F_{t2} \cdot 13 + M_{oyz}}{26} = 470,55 \text{ N} \quad (3.31)$$

a pak ze silové rovnováhy k ose  $z$

$$R_{zC} = F_{t2} + G_y - R_{zD} = -324,84 \text{ N}. \quad (3.32)$$

Dolní ložisko  $C$  je pak namáháno celkovou radiální silou

$$R_C = \sqrt{R_{xC}^2 + R_{zC}^2} = 648,3 \text{ N} \quad (3.33)$$

a horní ložisko  $D$  celkovou radiální silou

$$R_D = \sqrt{R_{xD}^2 + R_{zD}^2} = 683,41 \text{ N}. \quad (3.34)$$

### 3.11.2 Kontrola ložisek šnekového převodu pivotace

Z předchozí kapitoly je patrné, že větší síla působí na horní ložisko  $D$ , proto bude kontrolní výpočet proveden pro něj.

**Tab. 14:** Kontrolní výpočet ložiska  $D$ 

$F_{rD} [\text{N}]$	683,4
$F_{aD} [\text{N}]$	112,1
$n_D [\text{ot/min}]$	11,39
$k_r$	95
$C_0 [\text{N}]$	4 800
$C [\text{N}]$	8 840
$F_{rm} [\text{N}]$	20,5
$e$	1,14
$\frac{F_a}{F_r}$	1,252
$X_0$	1
$Y_0$	0,52
$P_0 [\text{N}]$	1128
$s_0$	4,25
$X$	0,57
$Y$	0,93
$P [\text{N}]$	1185
$L_{10} [n \cdot 10^6]$	415,01
$L_{h10} [\text{hod}]$	$6,07 \cdot 10^5$

U ložiska je splněno minimální požadované zatížení a z hlediska statické bezpečnosti a životnosti také vyhovuje.

### 3.11.3 Kontrola pera šnekového kola rejdu a pivotace

Kroutící moment ze šnekového kola je přenášen na hřídel přes pero. Největší moment, který pero přenáší vychází ze vztahu 3.20

$$M_k = 7,34 \text{ Nm}, \quad (3.35)$$

průměr hřídele je 15 mm, z čehož vyjde síla, která působí na pero

$$F_{pera} = \frac{2M_{k2}}{0,015} = 978,67 \text{ N}. \quad (3.36)$$

Plocha, na kterou síla působí, je (kde  $t_{1pera} = 2,1 \text{ mm}$ ,  $l_{pera} = 14 \text{ mm}$ ,  $R_{pera} = 2,5 \text{ mm}$ )

$$S_{pera} = t_{1pera} (l_{pera} - 2R_{pera}) = 18,9 \text{ mm}^2. \quad (3.37)$$

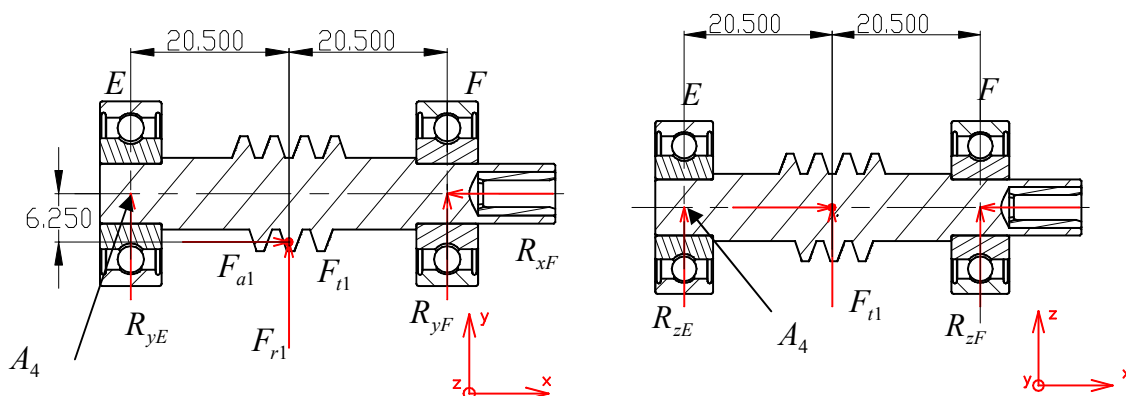
Tlak ve stykové ploše pak je

$$p_{pera} = \frac{F_{pera}}{S_{pera}} = 51,78 \text{ MPa}. \quad (3.38)$$

Běžná hodnota dovoleného tlaku  $p_{dovpera} = 100 \text{ MPa}$ , z čehož vychází bezpečnost

$$\frac{p_{dovpera}}{p_{pera}} = 1,93. \quad (3.39)$$

### 3.12 Výpočet sil působících na ložiska šneku rejdu a pivotace



**Obr. 41:** Schéma sil působících na šnek rejdu a pivotace

Síly  $F_{al}$  a  $F_{tl}$  mění směr působení, podle toho, který směrem se šnek otáčí, ale to na velikost reakcí nemá vliv. Směr otáčení šneku má vliv pouze na to, které z ložisek zachytí vyvolanou axiální sílu a které z nich bude zatíženo větší radiální silou.

Z rovnováhy do osy  $x$  dostaneme

$$R_{xF} = F_{al} = 145,71 \text{ N} \quad (3.40)$$

a z momentové rovnováhy v rovině  $xy$  k bodu  $A_4$



$$R_{yF} = \frac{-F_{a1} \cdot 6,25 - F_{r1} \cdot 20,5}{41} = -50,9 \text{ N} . \quad (3.41)$$

Pak síla ze silové rovnováhy do osy  $y$  vyjde

$$R_{yE} = -F_{r1} - F_{yBs} = -6,47 \text{ N} \quad (3.42)$$

a z momentové rovnováhy k bodu  $A_4$  v rovině  $xz$

$$R_{zF} = \frac{-F_{t1} \cdot 20,5}{41} = -15,2 \text{ N} . \quad (3.43)$$

Z rovnováhy do osy  $z$  vyjde

$$R_{zA} = -F_{t1} - R_{zF} = -15,2 \text{ N} . \quad (3.44)$$

Celková radiální síla působící na ložisko  $E$  je

$$R_E = \sqrt{R_{yE}^2 + R_{zE}^2} = 16,52 \text{ N} . \quad (3.45)$$

Celková radiální síla působící na ložisko  $F$  je

$$R_E = \sqrt{R_{yE}^2 + R_{zE}^2} = 53,12 \text{ N} . \quad (3.46)$$

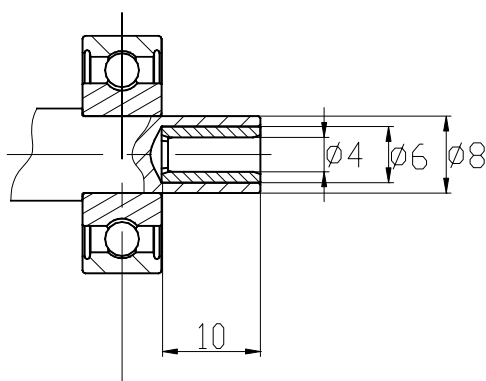
### 3.12.1 Kontrola ložisek

Šnek je uložen na jednořadých kuličkových ložiskách *SKF 628*. Obě jsou mohou být zatížena stejnými silami, o tom, které ložisko bude momentálně více zatížené, rozhoduje směr otáčení šneku.

**Tab. 15:** Síly působící na ložiska šneku rejdu a pivotace

$F_{aF}$ [N]	145,71
$F_{rF}$ [N]	53,12
$n_F$ [ot/min]	250,69
$f_0$	13
$C_0$ [N]	1 660
$C$ [N]	4 940
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0,786
$e$	0,26
$\frac{F_a}{F_r}$	2,853
$X_0$	0,6
$Y_0$	0,5
$P_0$ [N]	140,72
$s_0$	15,85
$X$	0,56
$Y$	1,71
$P$ [N]	278,91
$L_{10}$ [ $n \cdot 10^6$ ]	$2,734 \cdot 10^3$
$L_{h10}$ [hod]	$1,823 \cdot 10^5$

### 3.12.2 Výpočet lisovaného spoje spojky šnek – převodovka GP 22 A

**Obr. 42:** Lisovaný spoj ve šneku rejdu a pivotace

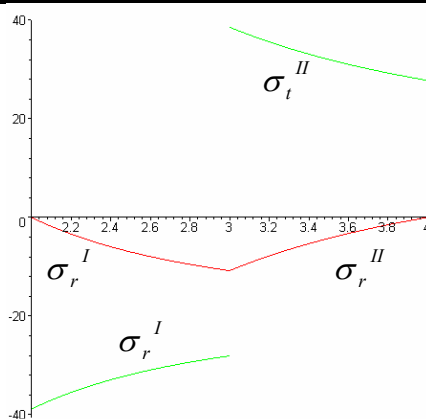
$$d_i = 4 \text{ mm}, d_p = 6 \text{ mm}, d_e = 8 \text{ mm}, l = 10 \text{ mm}$$

$$(r_i = 0,5d_i, r_p = 0,5d_p, r_e = 0,5d_e)$$

Maximální přenášený moment je záběrový moment motoru vynásobený převodovým poměrem převodovky.

**Tab. 16:** Lisovaná spoj šneku rejdu a pivotace

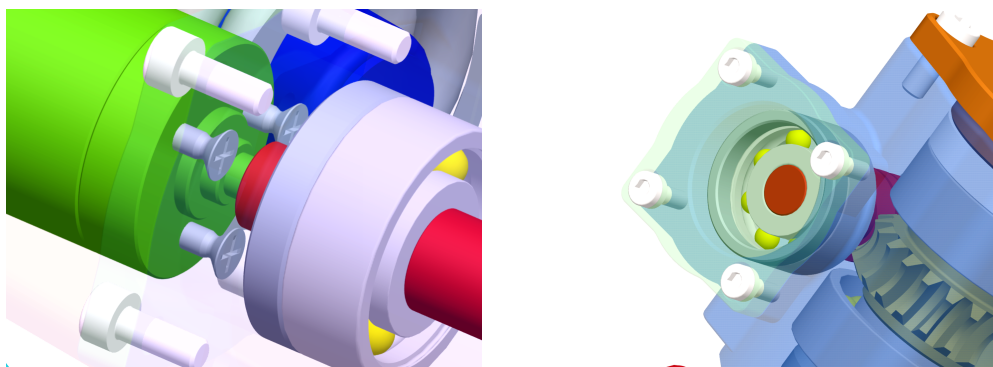
Kroutící moment	$M_{k \max} = 0,615 \text{ Nm}$
Min. tlak potřebný k přenesení momentu $M_{k \max}$	$p_{\min} = 10,8 \text{ MPa}$
Součinitel bezpečnosti lisovaného spoje	$k_{ls} = 1,5$
Vypočítané konstanty	$A^I = -19,585 \text{ MPa}$ $B^I = -78,33 \text{ N}$ $A^{II} = 13,989 \text{ MPa}$ $B^{II} = 223,82 \text{ N}$
Materiálové konstanty	$E^I = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ $\mu^I = 0,3$ $E^{II} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ $\mu^{II} = 0,3$
Minimální přesah	$\Delta d_p = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$
Bezpečnost pro vložku z oceli 11 500 (napětí na mezi kluzu $Re = 245 \text{ MPa}$ )	$k_I = 14,07$
Bezpečnost pro šnek z oceli 13 151.5 (napětí na mezi kluzu $Re = 390 \text{ MPa}$ )	$k_{II} = 7,8$



**Graf 1:** Průběhy napětí lisovaného spoje v závislosti na poloměru

### 3.12.3 Připojení pohonu šneku rejdů a pivotace

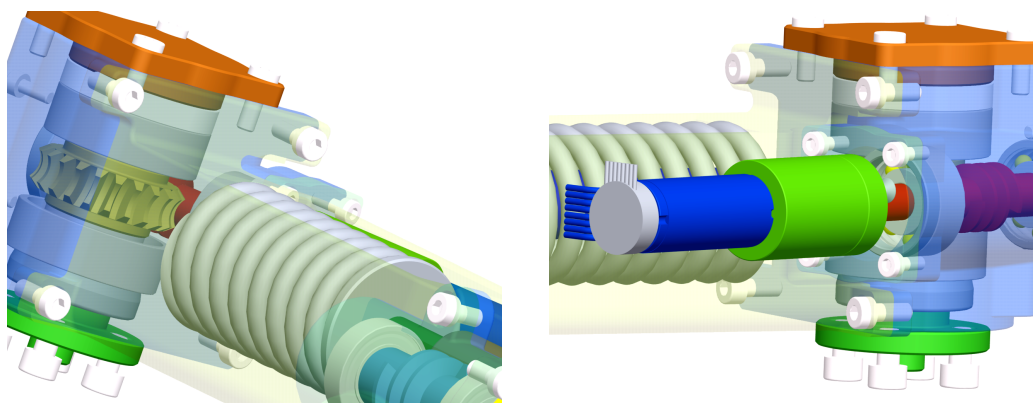
Výstupní hřídel převodovky **GP 22 C** je upraven tak, že je na něm vyfrézována plocha, kterou se přenáší moment na vložku šneku. Čelo převodovky je přišroubováno k víčku převodové skříně šnekové převodovky, souosost je zajištěna lícovaným osazením převodovky **GP 22 C**, které zapadá do lícované díry ve víčku. K víčku je převodovka přišroubována třemi šrouby  $M 2,5 \times 8$  ČSN EN ISO 7046-1Z. Víčko je přišroubováno ke skřini převodovky čtyřmi šrouby  $M 3 \times 8$  ČSN EN ISO 4762 a jeho válcová část lícuje s dírou ve skřini, tím je zajištěna jeho souosost se šnekem.



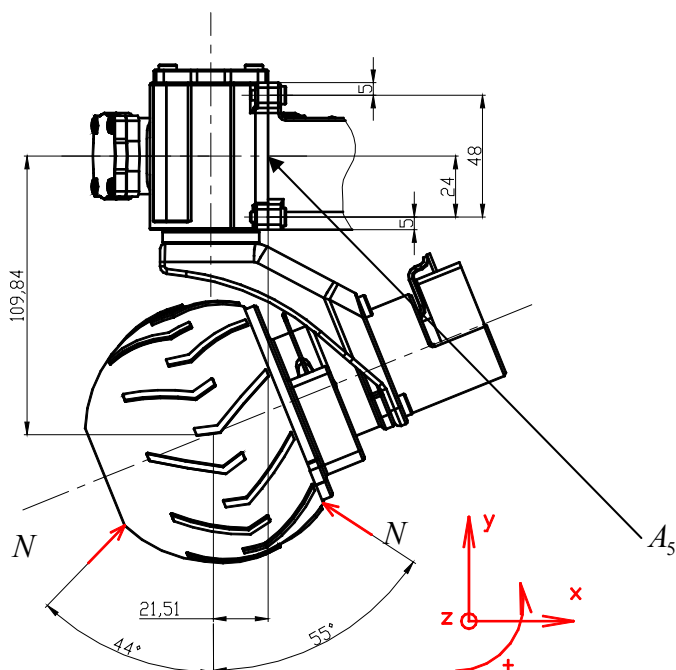
**Obr. 43:** Víčka převodovkové skříně rejdů

### 3.13 Připojení nohy podvozku k převodové skřini

Noha je k převodové skřini připevněna čtyřmi šrouby  $M 5 \times 10$  ČSN EN ISO 4762.



**Obr. 44:** Připojení nohy k převodové skřini rejdů



**Obr. 45:** Schéma zatěžujících sil šroubů spojujících nohu se převodovou skříní rejdů

**Tab. 17:** Síly a moment působící na šrouby spojující nohu se převodovou skříní rejdů, moment je počítán k bodu  $A_5$

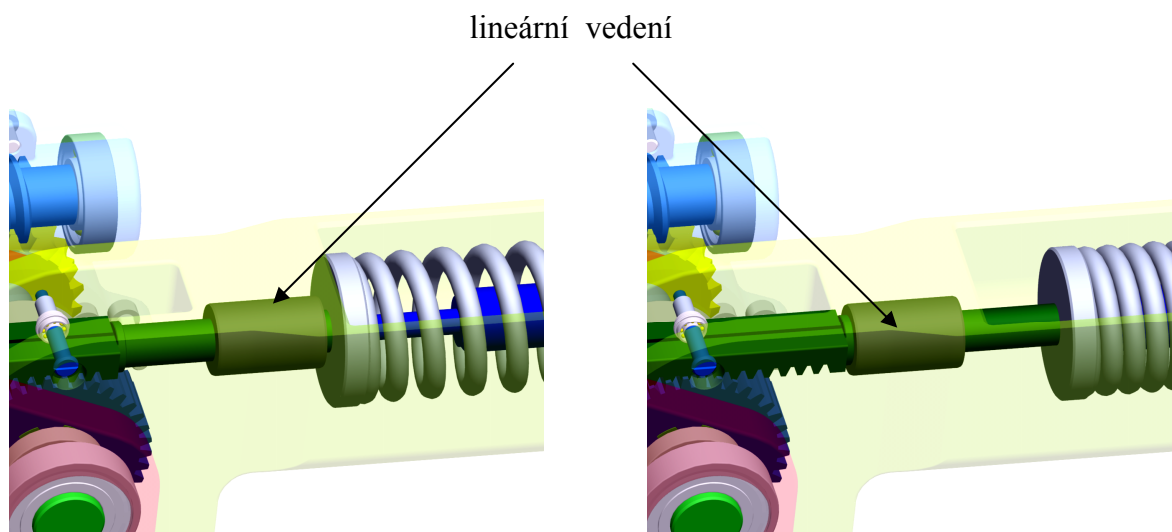
$\alpha_N [^\circ]$	$N_x [\text{N}]$	$N_y [\text{N}]$	$M_G [\text{Nm}]$
-44	104,2	108,9	9,09
55	-125,8	81,7	-12,49

Moment, který namáhá spoj, je největší pro  $\alpha_N = 55^\circ$ , proto bude výpočet proveden pro toto zatížení. Obvodová síla namáhá spoj převážně na krut, proto byla zanedbána.

**Tab. 18:** Výpočet šroubů spojující nohu se převodovou skříní rejdů

Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 11,01 \text{ N}$ $F_2 = 116,76 \text{ N}$
Tuhost šroubů	$k_s = 9,396 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$
Tuhost příruby	$k_p = 1,32 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 1,606$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 24,13 \text{ N}$ $F_{Q2} = 246,23 \text{ N}$
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 249,23 \text{ N}$ $F_{p2} = 187,5 \text{ N}$
Síla v kolmém směru na osy šroubů, kterou je schopen šroubový spoj přenést třením	$2fF_{p1} + 2fF_{p2} = 177,69 \text{ N}$
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 260,25 \text{ N}$ $F_{s2} = 304,26 \text{ N}$
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 22,67 \text{ MPa}$
Bezpečnost šroubů	$k_{sr} = 3,97$
Utahovací moment	$M_{uh} = 239,43 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$

### 3.14 Návrh pružiny

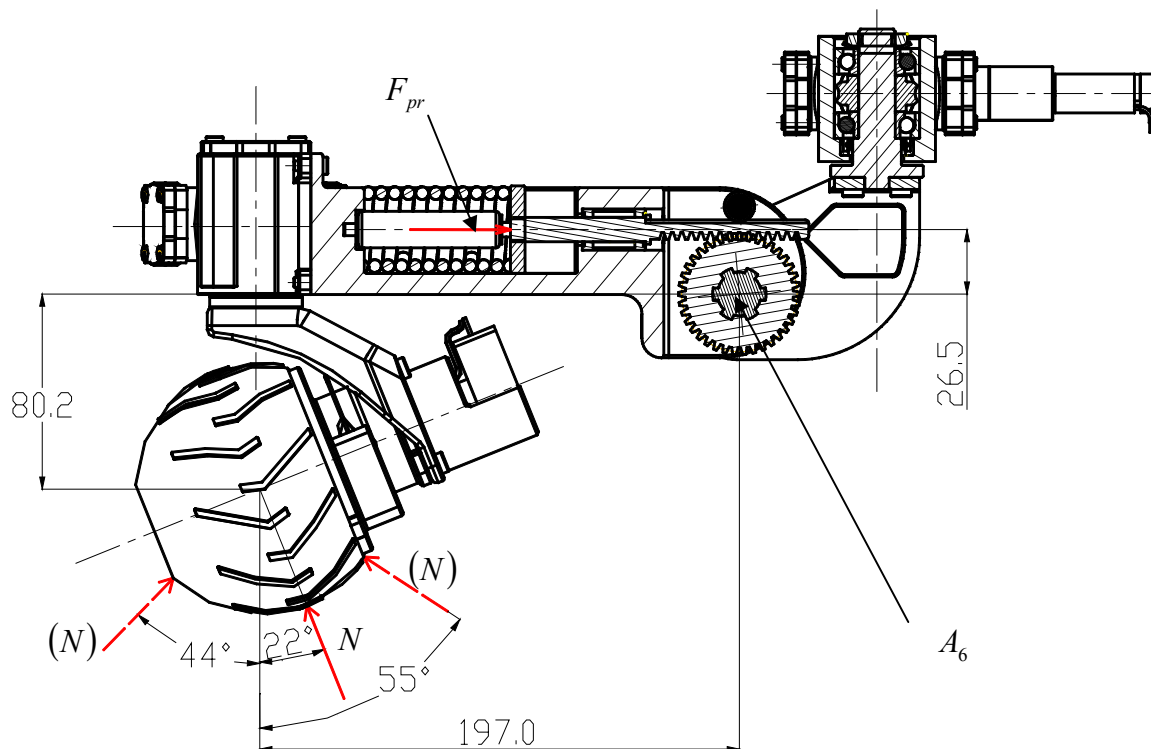


**Obr. 46:** Pracovní rozsah pružiny (21,5 mm)

Odpružení nohy je zajištěno pružinou a tlumičem *ACE HB15* s nastavitelným tlumením (viz *Příloha 8*) v paralelním uspořádání. Pružina spolu s tlumičem představuje pátý stupeň volnosti nohy podvozku. Předpětí pružiny je řízeno ozubeným hřebenem, který se odvaluje po ozubeném kole. Mohou nastat dva případy odpružení. V nejčastějším případě je přenášen krouticí moment ze šnekového kola na ozubené kolo, které přenáší obvodovou sílu na hřeben, tato síla stlačuje pružinu. Ve druhém (méně častém) případě se ozubené kolo neotáčí (toho je dosaženo samosvorností šnekového převodu), hřeben se odvaluje po ozubeném kole a tím umožňuje pohyb pružiny.

Ozubené kolo je hřídelí spojeno se šnekovým převodem. Uvnitř pružiny je tlumič, který je také spojen s ozubeným hřebenem. Hlavní idea podvozku je taková, že nohy kopírují profil terénu tak, aby rám zůstal stále ve vodorovné poloze. To však není možné u malých nerovností v podobě kamínků a podobně nebo při průjezdu v takovém terénu, kdy rychlost naklápění nohy nebude stačit kopírovat terén. Tlumení těchto nerovností má za úkol právě pružina s tlumičem. Její návrh vychází ze statické momentové rovnováhy hřídele, na kterém je ozubené kolo, po kterém se odvaluje ozubený hřeben. Při jízdě se však jedná o dynamickou rovnováhu, kdy výsledný požadovaný moment je roven součtu statického a dynamického momentu. Statický moment je roven součinu normálové reakce podložky v bodě jejího dotyku s kolem a příslušného ramena síly k ose šnekového kola.

Dynamický moment je roven součinu momentu setrvačnosti těch částí nohy, které se otáčí kolem hřídele šnekového kola a úhlového zrychlení. Jelikož není přesně znám ani dynamický moment, ani úhlové zrychlení, byla při návrhu použita statická rovnováha.



**Obr. 47:** Schéma zatěžujících sil pro výpočet pružiny

**Tab. 19:** Výpočet momentu hřídele naklápění nohy a síly působící na pružinu  
(momentová rovnováha je počítána k bodu  $A_6$ )

$\alpha_N [^\circ]$	$M_N [\text{Nm}]$	$F_{pr} [\text{N}]$
-44	12,92	487,57
22	31,89	1 203,53
57	26,17	987,1

Z Tab. 19 vyplývá, že mezní zatěžující síla je tedy cca 1 200 N, zdvih je omezen dorazy mezních poloh tak, aby byl menší než je zdvih tlumiče. Návrh, včetně kontrolního výpočtu, byl proveden v programu Mechsoft. Výsledek výpočtu je následující:



## Zatížení pružiny :

Minimální pracovní síla  $F_1 = 485 \text{ N}$ Maximální pracovní síla  $F_8 = 1\,200 \text{ N}$ 

## Rozměry pružiny :

Délka volné pružiny  $L_0 = 93,356 \text{ mm}$ Průměr drátu  $d = 5,6 \text{ mm}$ Vnější průměr  $D_1 = 35,6 \text{ mm}$ Střední průměr  $D = 30 \text{ mm}$ Vnitřní průměr  $D_2 = 24,4 \text{ mm}$ Poměr vinutí  $i = 5,357$ 

## Závity pružiny :

Závěrných závitů  $n_z = 2$ Obrobených závitů  $z_o = 0,5$ Počet činných závitů  $n = 8$ 

Smysl vinutí - Pravý

## Provedení a montážní rozměry pružiny :

Vedené uložení - rovnoběžně obrobené dosedací plochy

Délka předpružené pružiny  $L_1 = 82,5 \text{ mm}$ Délka plně zatížené pružiny  $L_8 = 66,496 \text{ mm}$ Pracovní zdvih  $H = 16,004 \text{ mm}$ 

## Materiál pružiny :

Zušlechťený z oceli Si-Cr (14 260)

Mez pevnosti v tahu  $R_e = 1\,770 \text{ MPa}$ Mezní dovolené napětí v krutu  $\tau_{kdov} = 1\,062 \text{ MPa}$ Modul pružnosti ve smyku  $E = 78\,500 \text{ MPa}$ Hustota  $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$ Součinitel využití materiálu  $u_s = 0,9$ 

## Dynamické namáhání :

## Kuličkované pružiny

Životnost pružiny v tisících cyklů  $N = 500$ Součinitel bezpečnosti  $k_f = 1,15$ 

## Výsledky výpočtu :

Vůle mezi závity volné pružiny  $a = 4,32 \text{ mm}$ Rozteč mezi závity volné pružiny  $t = 9,92 \text{ mm}$ Korekční součinitel napětí v krutu  $K = 1,275$ Tuhost pružiny  $c = 44,6764 \text{ N/mm}$ Deformace v předpruženém stavu  $s_1 = 10,86 \text{ mm}$ Deformace v plně zatíženém stavu  $s_8 = 26,86 \text{ mm}$ Deformace v mezním stavu  $s_9 = 34,56 \text{ mm}$

Pracovní stlačení pružiny  $l_p = 28,77 \%$

Maximální dovolené stlačení pružiny  $l_{\min} = 65,3 \%$

Mezní zkušební délka pružiny  $L_{\min f} = 60,8 \text{ mm}$

Teoretická mezní délka pružiny  $L_9 = 58,8 \text{ mm}$

Síla pružiny v mezním stavu  $F_9 = 1\,543,84 \text{ N}$

Mez únavy v krutu  $\tau_c = 887,31 \text{ MPa}$

Napětí v předpruženém stavu  $\tau_1 = 269,08 \text{ MPa}$

Napětí v plně zatíženém stavu  $\tau_8 = 665,78 \text{ MPa}$

Dosedací napětí  $\tau_9 = 856,54 \text{ MPa}$

Kritická rychlost pružiny  $v = 5,43 \text{ m/s}$

Vlastní kmitočet pružiny  $f = 276,8 \text{ Hz}$

Deformační energie  $W_8 = 16,116 \text{ J}$

Rozvinutá délka drátu  $l = 960 \text{ mm}$

Hmotnost pružiny  $m = 0,186 \text{ kg}$

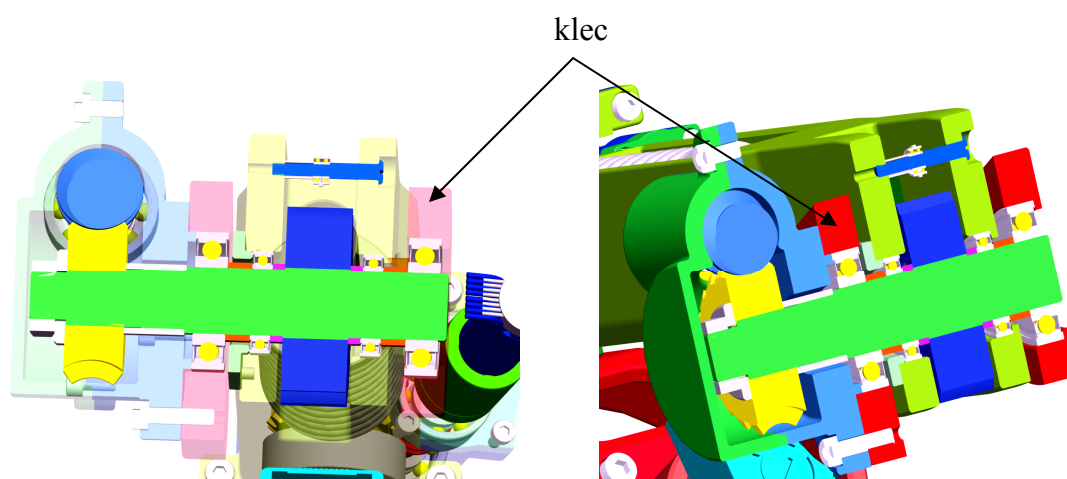
Kontrola pružiny - **Vyhovuje**

### 3.15 Uložení hřebenu

Hřeben ovládající předpětí pružiny je veden v lineárním ložisku *SKF LBBR12*. Dále je jeho poloha zajištěna dvojicí ložisek *W628/5-2ZR*, které mají osazení, jež zapadá do drážky v hřebenu, teoreticky nezachytávají axiální sílu, která u přímého ozubení nevzniká, zachycují pouze radiální sílu. Tato tvarová vazba zajišťuje vedení spolu s lineárním ložiskem.

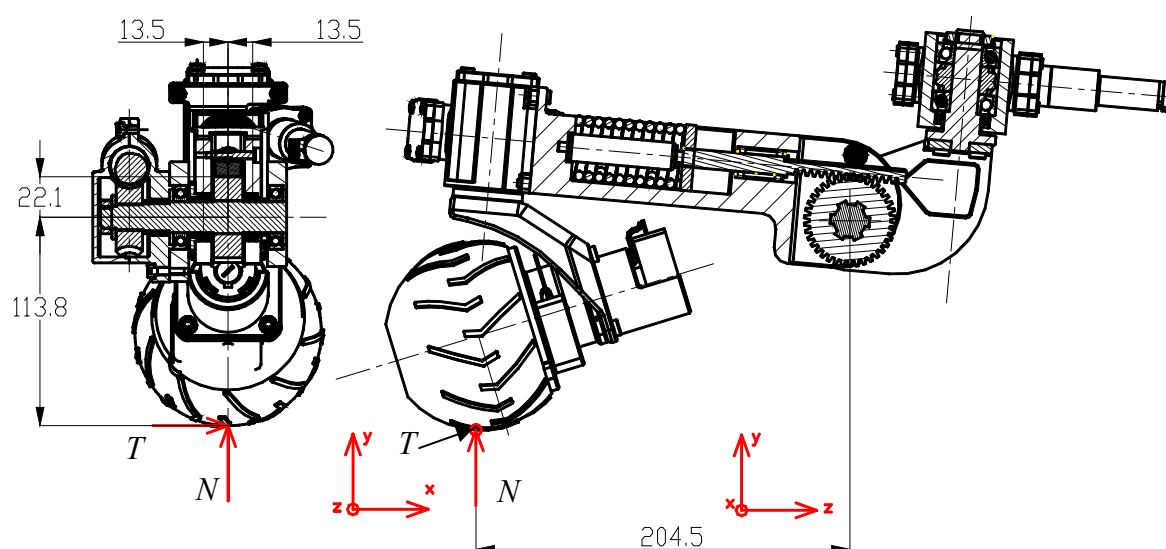
### 3.16 Uložení hřídele spojující nohu s klecí

Nohu s klecí spojuje hřídel. Hřídel slouží k přenosu momentu mezi ozubeným kolem ovládajícím pružinu a šnekovým kolem. Protože dochází k vzájemnému natáčení nohy a klece, je hřídel uložena celkem na čtyřech ložiscích.



Obr. 48: Hřídel spojující nohu s klecí

#### 3.16.1 Kontrola ložisek nohy

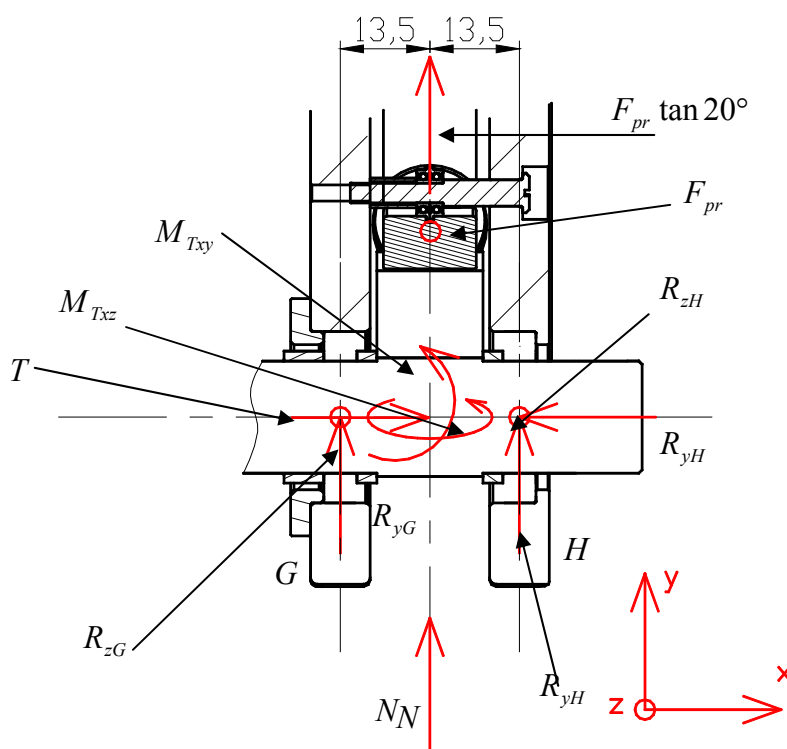


Obr. 49 : Schéma zatěžujících sil

Ložiska jsou namáhána od normálové síly na kolo  $N$ , obvodové síly na kolo  $T$ , od reakce nohy na sílu od pružiny a od radiální síly působící na ozubeném kole. Obvodová síla na kolo po přepočítání do osy hřídele, kolem které se noha kola naklápí, způsobí namáhání dvěma přídatnými momenty působícími na ložiska nohy ve dvou na sobě kolmých rovinách. Moment od normálové síly musí být v rovnováze s momentem, kterým působí pružina na nohu. Ložiska jsou použita *SKF 61803RS1*.

**Tab. 20:** Síly a momenty zatěžující ložiska nohy

Obvodová síla na kole od záběrového momentu	$T = 64 \text{ N}$
Moment od obvodové síly v rovině $xy$	$M_{Txy} = T \cdot 113,8 = 7,28 \text{ Nm}$
Moment od obvodové síly v rovině $xz$	$M_{Txz} = T \cdot 204,5 = 13,09 \text{ Nm}$
Síla od pružiny	$F_{pr} = 1\,200 \text{ N}$
Radiální síla od ozubeného kola	$F_{pr} \tan 20^\circ = 463,67 \text{ N}$



**Obr. 50:** Schéma zatížení ložisek nohy

Ze silové rovnováhy do osy  $x$  dostaneme

$$R_{xH} = T_{\max} = 64 \text{ N} . \quad (3.47)$$

Momentová rovnice v rovině  $xy$  ke středu ložiska  $G$  je

$$R_{yH} = \frac{F_{pr} \cdot 13,5 \cdot \tan 20^\circ + M_{Txy} + N \cdot 13,5}{27} = -563,13 \text{ N} . \quad (3.48)$$

Ze silové rovnováhy do osy  $y$  dostaneme rovnici pro sílu

$$R_{yG} = -F_{pr} \cdot \tan 20^\circ - R_{yH} - N = -23,63 \text{ N} . \quad (3.49)$$

Z momentové rovnice v rovině  $xz$  ke středu ložiska  $G$  vyjde

$$R_{zH} = \frac{-F_{pr} \cdot 13,5 - M_{Txz}}{27} = -1\,085 \text{ N} . \quad (3.50)$$

Ze silové rovnováhy do osy  $z$  vychází síla

$$R_{zG} = -R_{zH} - F_{pr} = -115,26 \text{ N} . \quad (3.51)$$

Pak vyjde celková radiální síla na levé ložisko  $G$

$$R_G = \sqrt{R_{yG}^2 + R_{zG}^2} = 117,65 \text{ N} \quad (3.52)$$

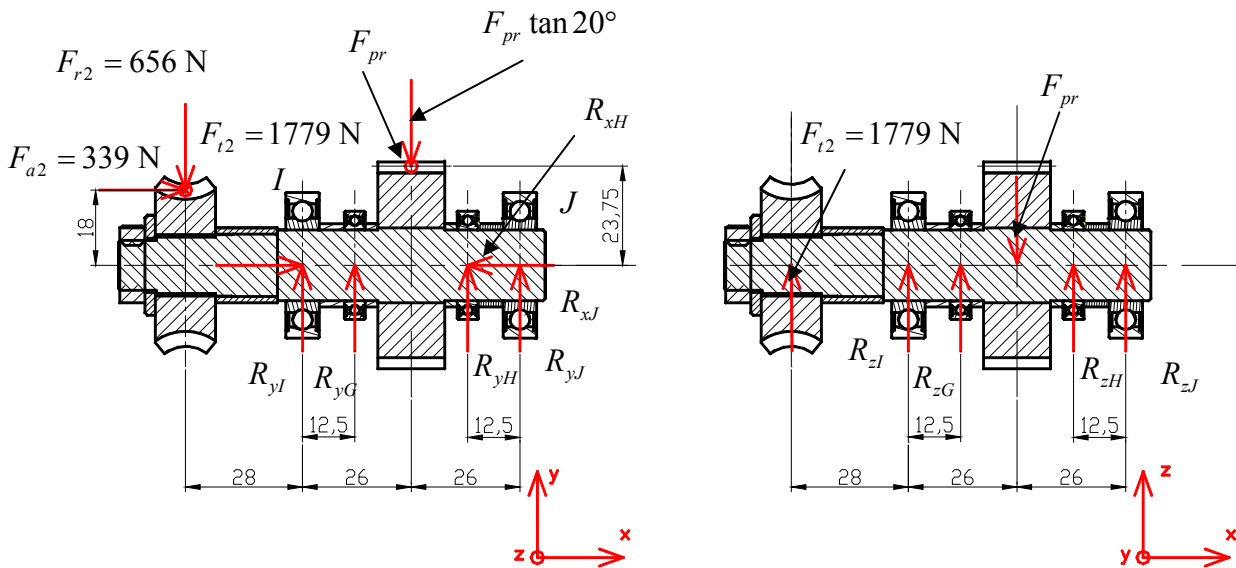
a celková radiální síla na pravé ložisko  $H$

$$R_H = \sqrt{R_{yH}^2 + R_{zH}^2} = 1\,222 \text{ N} . \quad (3.53)$$

**Tab. 21:** Kontrolní výpočet ložiska  $H$ 

$F_{rH}$ [N]	1 222
$F_{aH}$ [N]	64
$n_h$ [ot/min]	7,95
$f_0$	10
$C_0$ [N]	930
$C$ [N]	1 680
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	0,688
$e$	0,26
$\frac{F_a}{F_r}$	0,052
$X_0$	0,6
$Y_0$	0,5
$P_0$ [N]	765,32
$s_0$	1,25
$X$	1
$Y$	0
$P$ [N]	1 098
$L_{10}$ [ $n \cdot 10^6$ ]	2,6
$L_{h10}$ [hod]	$5,41 \cdot 10^3$

### 3.16.2 Kontrola ložisek hřídele



**Obr. 51:** Schéma zatížení ložisek klece

Hřídel je zatěžována od šnekového kola radiální, axiální a obvodovou silou, dále je zatěžována reakcí ložisek, na kterých je uchycena noha. Poslední zatížení je od ozubeného kola, které působí na hřídel radiální a obvodovou silou. Tyto síly mohou působit ve dvou režimech. V prvním režimu je šnekový pohon v pohybu, hřídel se otáčí a působí na ní střídavé namáhání. Ve druhém se hřídel nepohybuje, ale hřeben se odvaluje po ozubeném kole, pak je hřídel namáhána mříjivým zatížením. Ve druhém režimu také mohou působit větší síly, maximálně takové, jaké vzniknou, když normálová síla podložky působí na největším rameni. Vzhledem k tomu, že k tomuto zatížení dojde, jen když robot stojí na dvou nohách (což, vzhledem ke stabilitě robotu, stejně není možné, nebo se tak může stát jen do chvíle, než se podložky dotkne třetí kolo) jedná se spíše o pulzující namáhání. Ale protože i k tomuto namáhání může teoreticky dojít, bude kontrola ložisek provedena pro namáhání těmito silami.

Silová rovnováha do osy  $x$  je

$$R_{xI} = -F_{a2} + R_{xH} = -275 \text{ N} \quad (3.54)$$

Momentová rovnice v rovině  $xy$  ke středu ložiska  $I$  pak je

$$R_{yJ} = \frac{-(R_{yG} \cdot 12,5 - F_{pr} \cdot 26 \cdot \tan 20^\circ + R_{yH} (2 \cdot 26 - 12,5) - F_{a2} \cdot 18 + F_{r2} \cdot 28)}{52} =$$

$$= 415,94 \text{ N}, \quad (3.55)$$

ze silové rovnováhy do osy  $y$  dostaneme

$$R_{yI} = F_{r2} + F_{pr} \cdot \tan 20^\circ - R_{yJ} - R_{yG} - R_{yH} = 1\,264 \text{ N}. \quad (3.56)$$

Z momentové rovnice v rovině  $xz$  ke středu ložiska  $I$  vypočteme

$$R_{zJ} = \frac{-(R_{zG} \cdot 12,5 - F_{pr} \cdot 26 + R_{zH} \cdot (52 - 12,5) - F_{t2} \cdot 28)}{52} = 2\,354 \text{ N} \quad (3.57)$$

a ze silové rovnováhy do osy  $z$  pak

$$R_{zI} = -R_{zG} + F_{pr} - R_{zH} - R_{zJ} - F_{t2} = -1\,964 \text{ N}. \quad (3.58)$$

Výsledná zatížení působící na ložisko  $I$  (*SKF 16003-2Z*) je

$$R_I = \sqrt{R_{zI}^2 + R_{yI}^2} = 2\,335 \text{ N}, \quad (3.59)$$

$$R_{aI} = 275 \text{ N}. \quad (3.60)$$

Výsledná radiální síla působící na ložisko  $J$  (*SKF 16003-2Z*) je

$$R_J = \sqrt{R_{zJ}^2 + R_{yJ}^2} = 2\,391 \text{ N}. \quad (3.61)$$

Přestože je ložisko  $J$  namáháno větší radiální silou, kontrola je provedena pro ložisko  $I$ , které je namáháno radiální silou jen o málo menší, ale je navíc namáháno i axiální silou.



**Tab. 22:** Kontrolní výpočet ložiska *I*

$F_{rl} [\text{N}]$	2 335
$F_{al} [\text{N}]$	275
$n_l [\text{ot/min}]$	8
$f_0$	14
$C_0 [\text{N}]$	3 250
$C [\text{N}]$	6 370
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	1,19
$e$	0,3
$\frac{F_a}{F_r}$	0,118
$X_0$	0,6
$Y_0$	0,5
$P_0 [\text{N}]$	1 333
$s_0$	2,44
$X$	1
$Y$	0
$P [\text{N}]$	2 335
$L_{10} [n \cdot 10^6]$	20,3
$L_{h10} [\text{hod}]$	$4,23 \cdot 10^4$

Ložisko z hlediska bezpečnosti i životnosti vyhovuje.

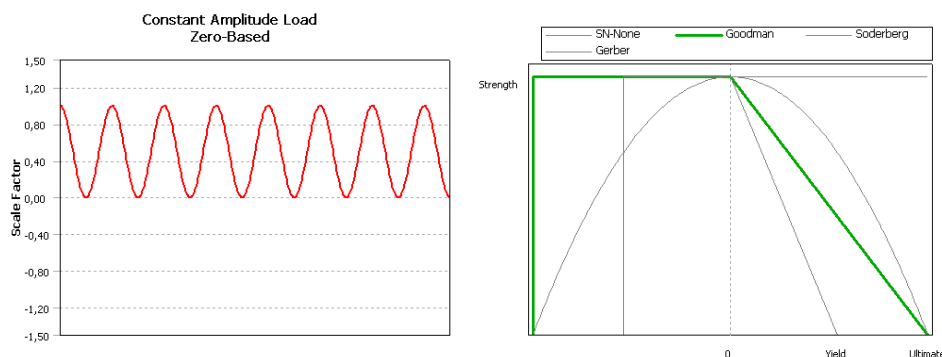
### 3.16.3 Kontrola hřídele metodou konečných prvků

Hřídel spojující nohu a klec je patrně nejnamáhanější součástí celého modelu. Její průřez není stejný a obsahuje tedy místa s koncentrací napětí (vruby). Kontrola bezpečnosti mohla být provedena výpočtem, kdy by se počítalo napětí v jednotlivých místech, kde se mění buď zatížení nebo průřez, v každém místě by se spočítal vrubový součinitel, součinitel tvaru vrubu a vliv vrubové citlivosti. Z těchto údajů by se pak vypočetla bezpečnost. Druhou možností je použití metody konečných prvků. Pokud by byl výpočet proveden klasicky, tzn. spočítalo by se napětí, tím by se však prakticky zjistil jen součinitel vrubu a bezpečnost by se pak musela vypočítat klasickým způsobem. Program Ansys, ve kterém byl výpočet proveden, obsahuje i položku pro výpočet koeficientu bezpečnosti.

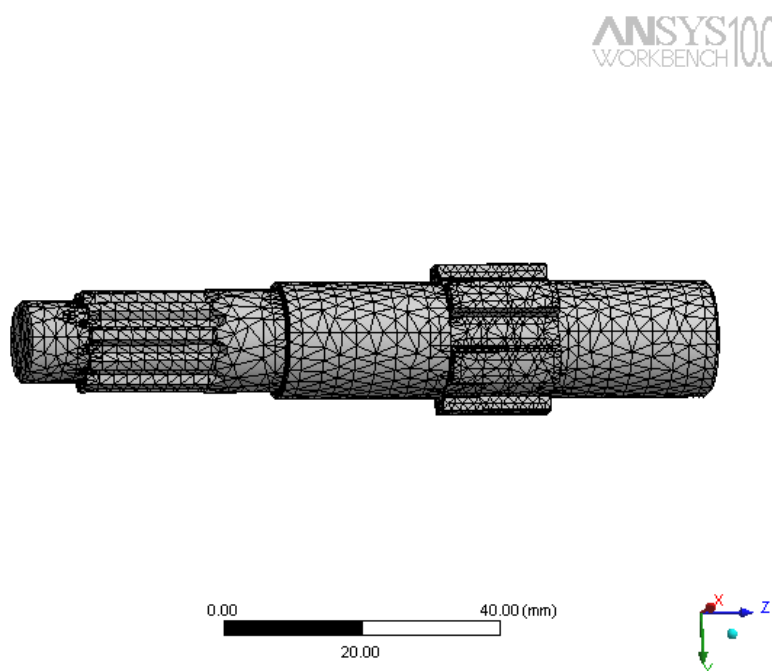
Okrajové podmínky na modelu označené jako Cylindrical support (válcové podpěry) umožňují zamezení pohybu buď osově, radiální nebo tečné. U ložisek je zamezeno osovému a radiálnímu posuvu (jako u skutečných ložisek, pokud zanedbáme deformaci samotného ložiska a jeho uložení atp.) a v drážkování, na kterém je uloženo šnekové kolo, je zabráněno otočení, tím se hřídel dostane do rovnováhy.

Hřídel je zatěžována ve dvou režimech různými silami (viz předchozí kapitola), proto byl výpočet proveden pro oba způsoby zatížení.

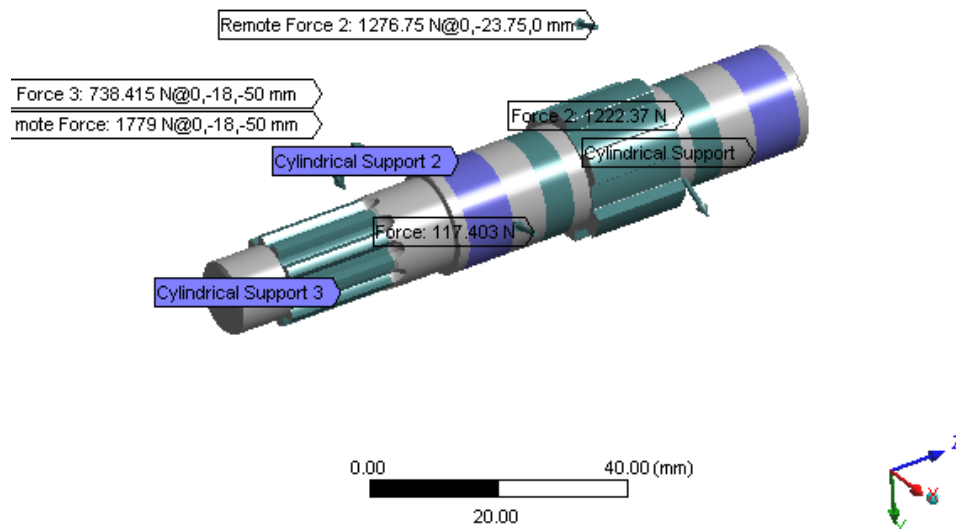
### 1. způsob zatížení (hřídel se neotáčí)



**Obr. 52:** Průběh zatížení hřídele v prvním režimu a nahrazení mezní křivky podle Goodmana



**Obr. 53:** Vysíťovaný model hřídele (67 679 uzlů, 45 528 prvků)

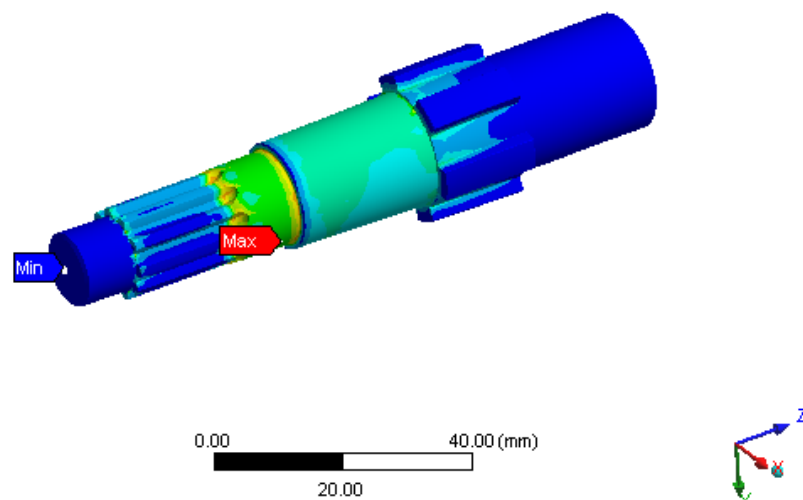
ANSYS10.0  
WORKBENCH

Obr. 54: Model hřídele s okrajovými podmínkami

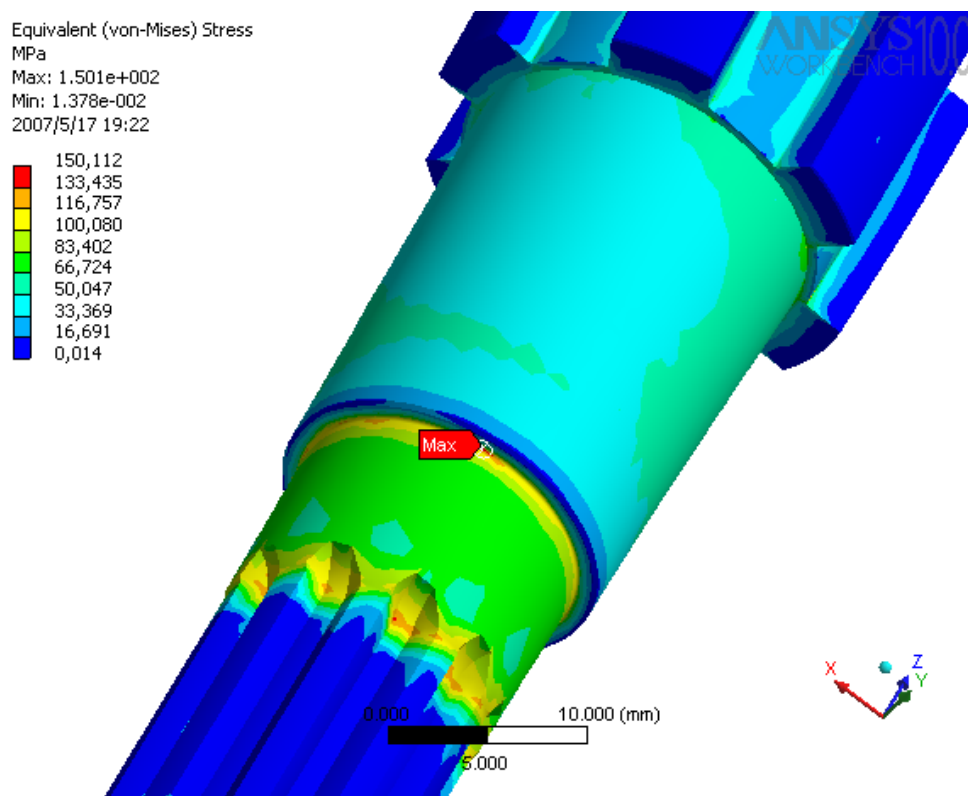
Equivalent (von-Mises) Stress  
MPa  
Max: 1.501e+002  
Min: 1.378e-002  
2007/5/17 19:21

ANSYS10.0  
WORKBENCH

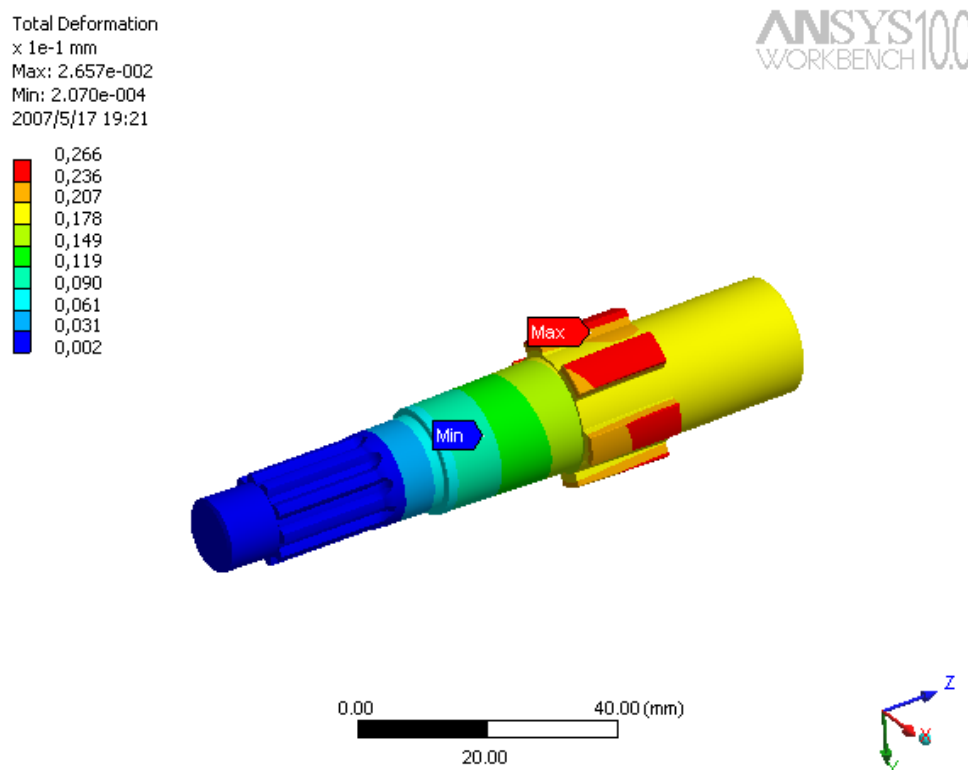
150,112  
133,435  
116,757  
100,080  
83,402  
66,724  
50,047  
33,369  
16,691  
0,014



Obr. 55: Ekvivalentní napětí (von Mises)



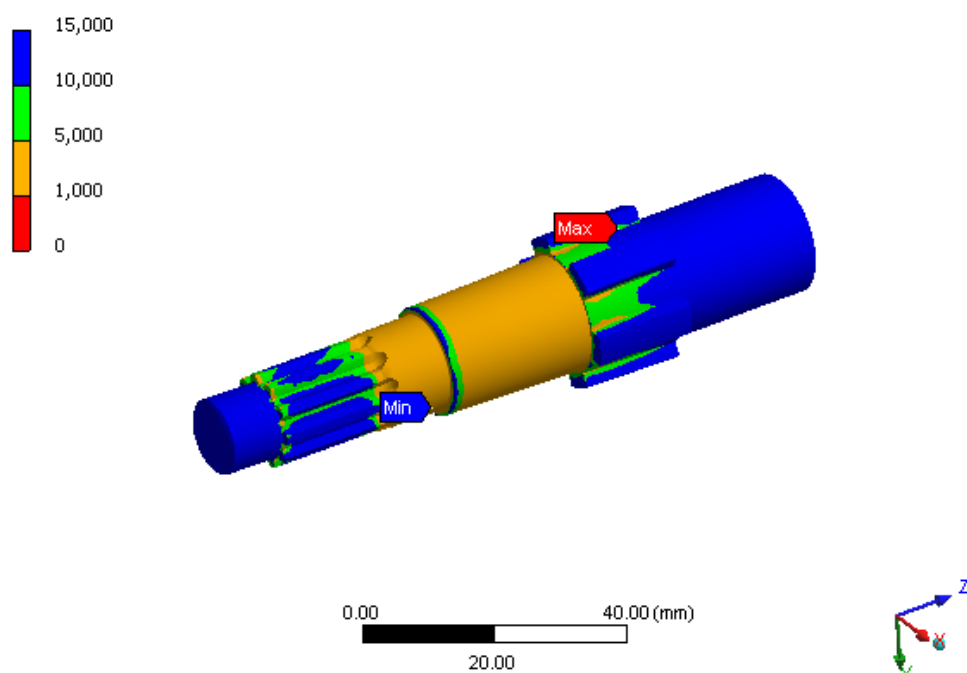
Obr. 56: Detail ekvivalentního napětí v místě maximálního namáhání



Obr. 57: Celková deformace

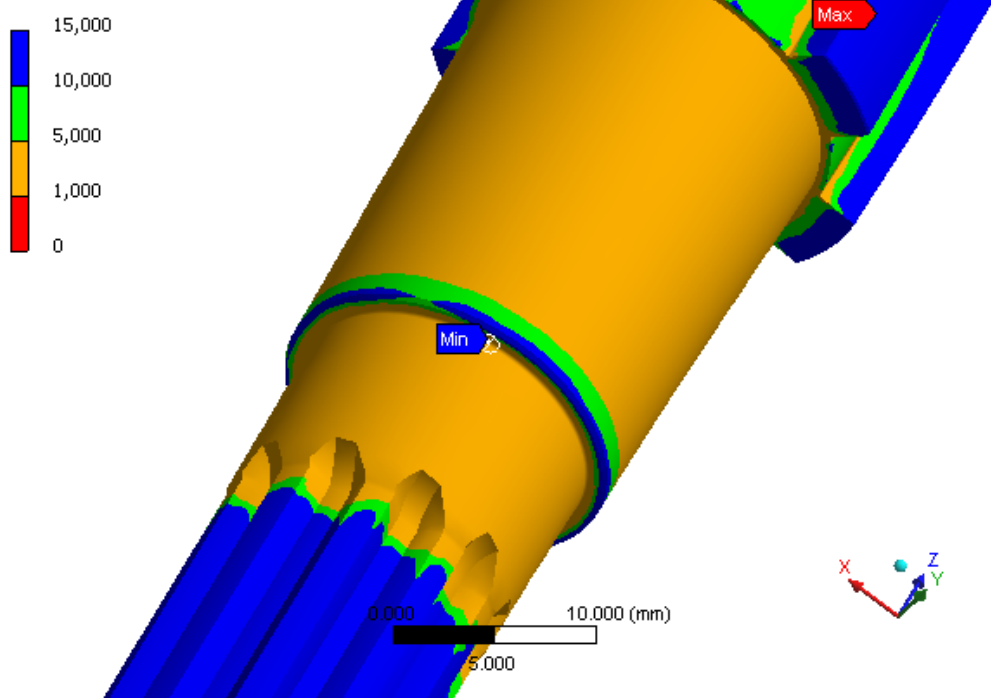
Safety Factor  
Min: 1.276e+000  
2007/5/17 19:22

ANSYS10.0  
WORKBENCH



**Obr. 58:** Koefficient bezpečnosti

Safety Factor  
Min: 1.276e+000  
2007/5/17 19:22

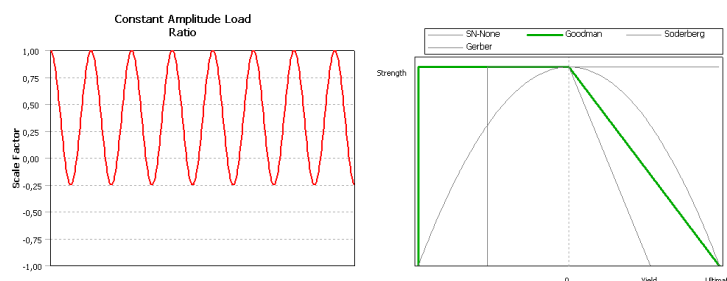


**Obr. 59:** Detail koeficientu bezpečnosti v místě jeho minima

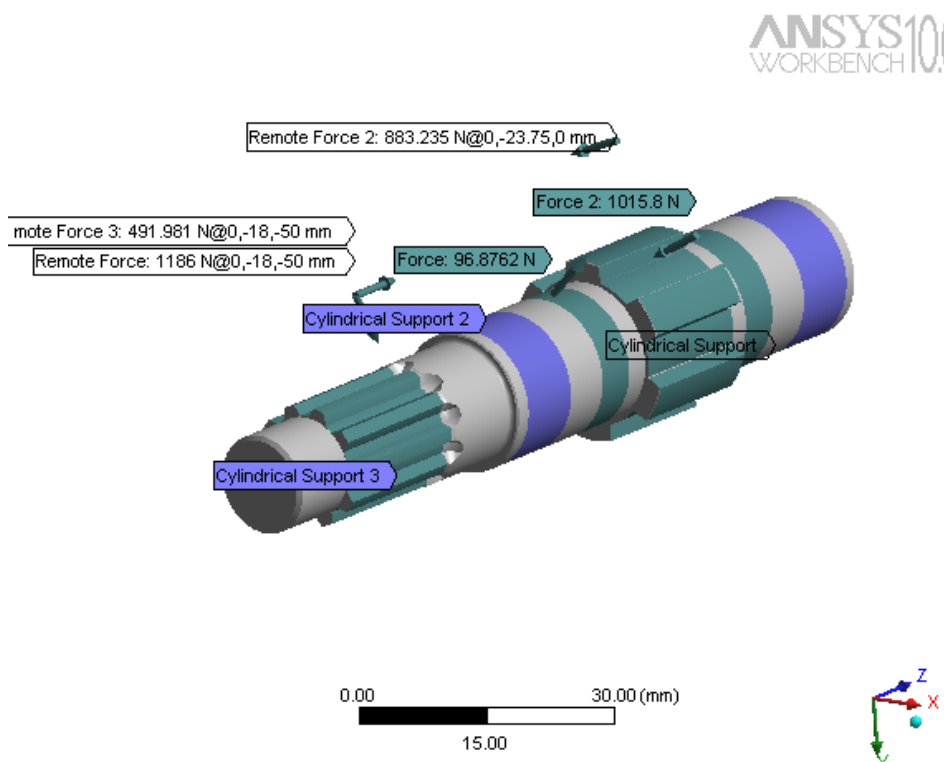
Koeficient bezpečnosti je velmi malý, ale vzhledem k tomu, že k tomuto zatížení dojde jen když robot stojí pouze na dvou nohách (a dalo by se uvažovat i o tom, že je hřídel v tomto stavu zatížena jen staticky) je dostatečný.

## 2. způsob zatížení (hřídel se otáčí)

Reakce na ložiska nohy jsou přepočteny na normálovou sílu 102 N a sílu od pružiny 830 N, které odpovídají momentu, kterého je schopen dosáhnout pohon šnekové převodovky. Způsob zatížení byl zvolen střídavý s tím, že záporná část cyklu (což odpovídá zvedání nohy) je 25% maxima kladné části.



**Obr. 60:** Průběh zatížení a nahrazení mezní křivky

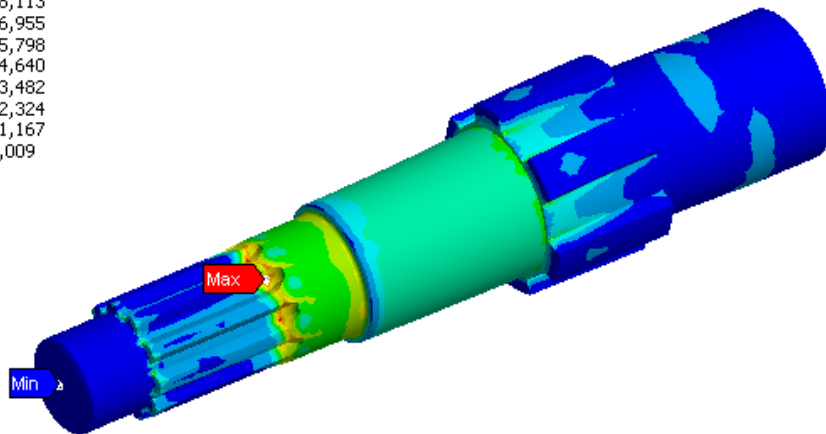


**Obr. 61:** Model hřídele s okrajovými podmínkami

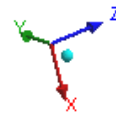
Equivalent (von-Mises) Stress  
MPa  
Max: 1.004e+002  
Min: 8.993e-003  
2007/5/17 19:35

ANSYS10.0  
WORKBENCH

100,429  
89,271  
78,113  
66,955  
55,798  
44,640  
33,482  
22,324  
11,167  
0,009



0.00 30.00 (mm)  
15.00

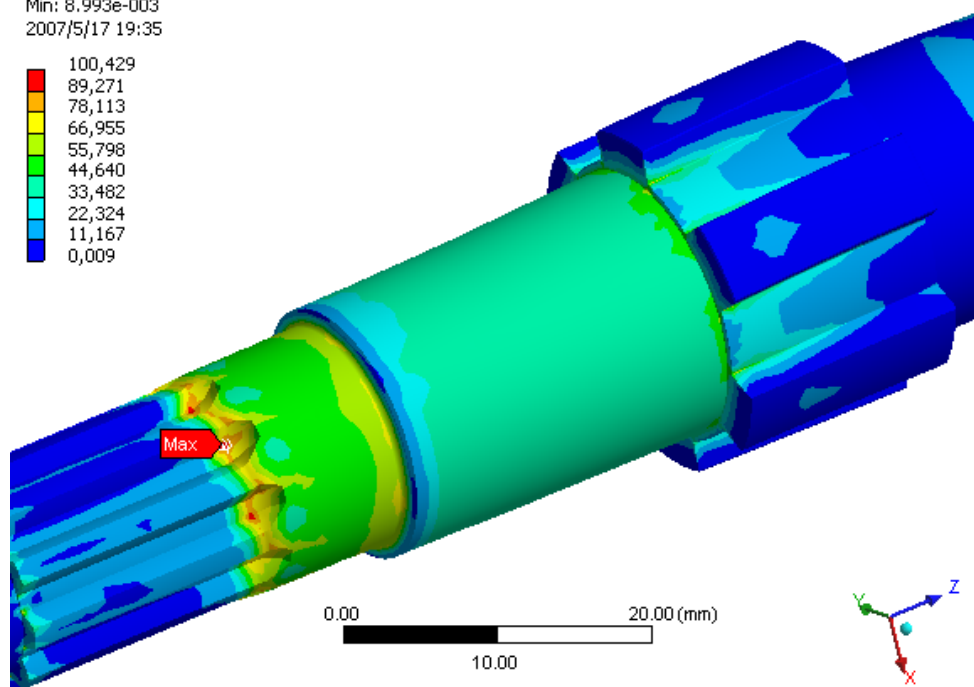


**Obr. 62** Ekvivalentní napětí (von Mises)

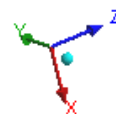
Equivalent (von-Mises) Stress  
MPa  
Max: 1.004e+002  
Min: 8.993e-003  
2007/5/17 19:35

ANSYS10.0  
WORKBENCH

100,429  
89,271  
78,113  
66,955  
55,798  
44,640  
33,482  
22,324  
11,167  
0,009



0.00 20.00 (mm)  
10.00

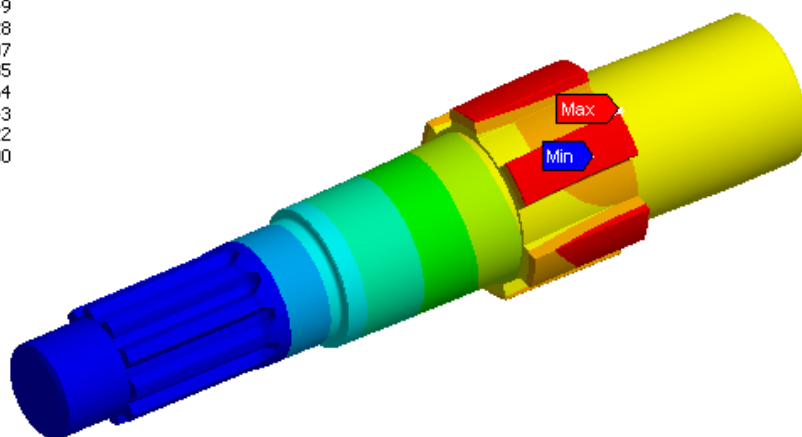


**Obr. 63** Detailní pohled na místo maximálního napětí

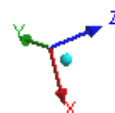
Total Deformation  
 $\times 1e-1$  mm  
 Max: 1,915e-002  
 Min: 3,411e-005  
 2007/5/17 19:35

ANSYS10.0  
 WORKBENCH

0,192  
 0,170  
 0,149  
 0,128  
 0,107  
 0,085  
 0,064  
 0,043  
 0,022  
 0,000



0.00 15.00 30.00 (mm)

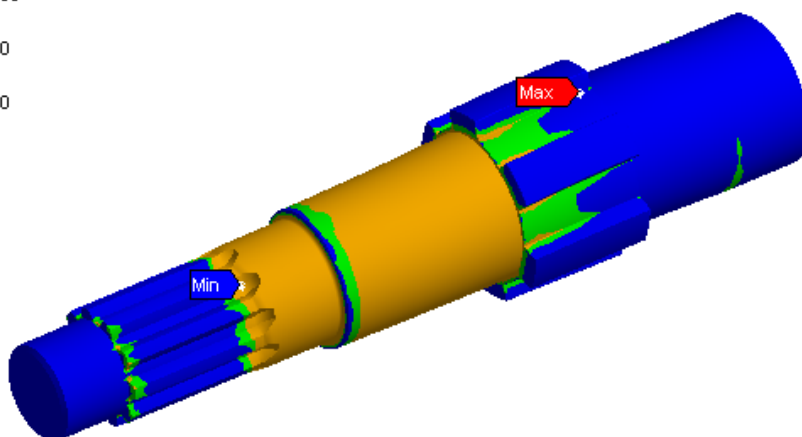


Obr. 64: Celková deformace

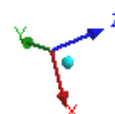
Safety Factor  
 Min: 1,630e+000  
 2007/5/17 19:35

ANSYS10.0  
 WORKBENCH

15,000  
 10,000  
 5,000  
 1,000  
 0

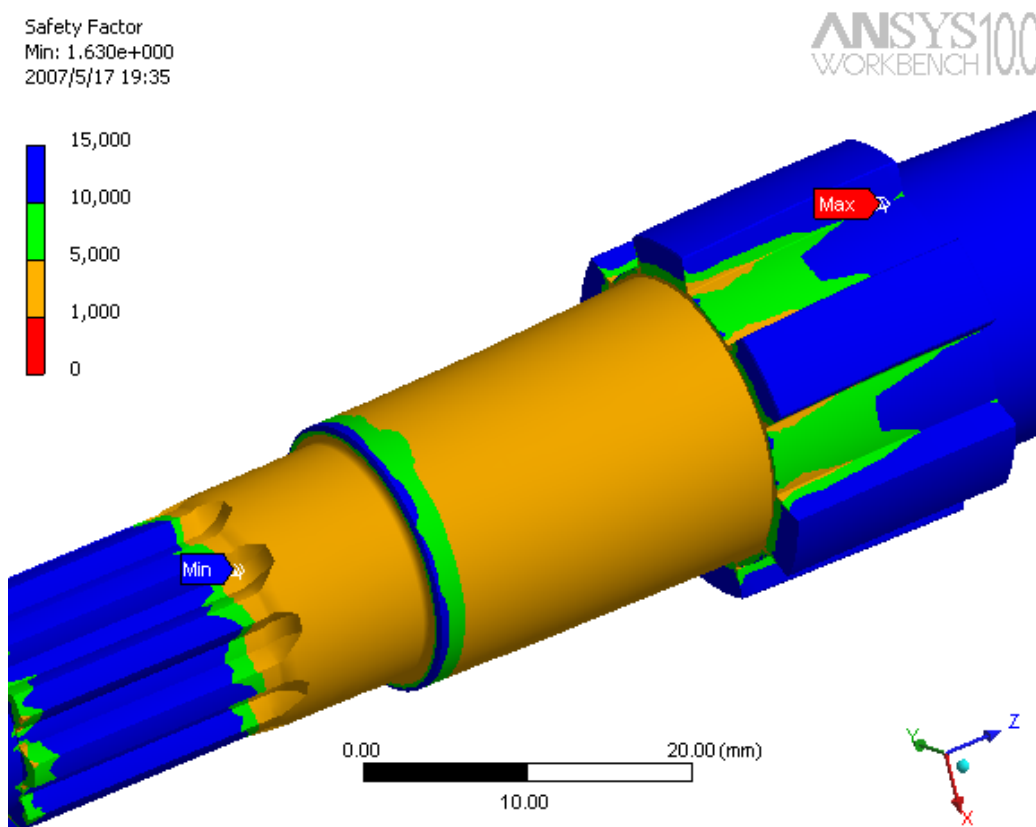


0.00 15.00 30.00 (mm)



Obr. 65: Koefficient bezpečnosti





**Obr. 66** Detailní pohled na místo s nejmenším koeficientem bezpečnosti

Bezpečnosti hřídele není vysoká, ale je dostatečná.

### 3.17 Návrh pohonu na vyrovnávání terénu

Pohonná jednotka, která má za úkol naklánět nohu a tím kopírovat profil terénu pohání, šnekový převod, který přes hřídel přenáší moment na ozubené kolo ovládající hřeben, který je připojen k pružině. Požadovaný kroutící moment na šnekovém kole tedy vychází ze stejné rovnováhy jako při návrhu pružiny.

Pohonná jednotka se skládá z motoru **EC 32** (*Příloha 9*) o výkonu 80 W, je připojena k planetové převodovce **GP 32 A** (*Příloha 10*) a encoderu **HEDL 5540** (*Příloha 4*).

**Tab. 23:** Pohonná jednotka na vyrovnávání terénu

Jmenovitý kroutící moment motoru	$38,3 \cdot 10^3 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky motoru	13 600 ot/min
Převodový poměr převodovky	$\frac{14\,976}{175} \approx 86$
Účinnost převodovky	70 %
Jmenovité výstupní otáčky z převodovky	158,92 ot/min
Jmenovitý výstupní moment na výstupu z převodovky	2,29 Nm

### 3.18 Návrh šnekového převodu vyrovnávání terénu

Protože šnekový převod musí zachytit maximální možný moment od normálové síly působící na kolo, byl pro pevnostní kontrolu vstupní moment zvětšen tak, aby výstupní moment z převodovky byl roven tomuto momentu. Pro tento zatěžující moment, ale nebude šnekový převod v pohybu, navíc se jedná o výjimečnou situaci, kdy robot stojí na dvou nohách a zároveň na největším průměru kola. V následující Tabulce č. 24 jsou parametry šnekového převodu pro zatížení od pohonu. Pevnostní kontrola, návrh ložisek a uložení šnekového a ozubeného kola bude provedena pro extrémní případ zatížení. Parametry převodu pro extrémní zatížení jsou uvedeny ve výpisu v *Příloze č. II*.

**Tab. 24:** Šnekový převod na vyrovnávání terénu

Otáčky šneku $n_1$	158,92 ot/min
Kroutící moment na šneku $M_{k1}$	2,29 Nm
Převodový poměr $i_s$	20
Otáčky šnekového kola $n_2$	7,95 ot/min
Úhlová rychlost šnekového kola $\omega_2$	0,83 rad/s
Úhel záběru $\alpha_s$	20°
Součinitel průměru šneku $q$	11,2 mm
Úhel stoupání šroubovice šneku $\gamma$	5,1°
Součinitel smykového tření za klidu pro ocel a cínový bronz při mazání $f_s$	0,1 ÷ 0,2
Třecí úhel, který respektuje nejen součinitel tření mezi stykovými plochami, ale i úhel záběru $\phi'$	6,074°
Účinnost soukolí $\mu_s$	0,452
Moment na šnekovém kole $M_{k2}$	20,64 Nm
Osový modul ozubení $m_x$	1,8 mm
Osová vzdálenost po korekci $a$	28,08 mm
Obvodová síla šneku (je rovna osově síle kola) $F_{t1}$	226,52 N
Axiální síla ve šneku (je rovna obvodové síle kola) $F_{t2}$	1146,76 N
Výsledná radiální síla (a zároveň radiální síla kola) $F_{r1}$	437,74 N
Koeficient bezpečnosti v dotyku $S_H$	1,24
Koeficient bezpečnosti v ohybu $S_F$	3,415

Hodnota bezpečnosti v dotyku pro zvětšený moment je malá, ale vzhledem k tomu, že nejčastější namáhání bude nižší, tak je dostatečná.

### 3.18.1 Výpočet sil působících na ložiska šneku

Schéma zatěžujících sil je stejné jako v kapitole 3.12. Ze soustavy rovnic obdobných jako 3.40 až 3.46 vyjdou následující síly.

Výsledná radiální síla působící na ložisko  $K$  (*SKF 6001*) vyjde

$$R_K = 794,6 \text{ N} . \quad (3.62)$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko  $K$  je

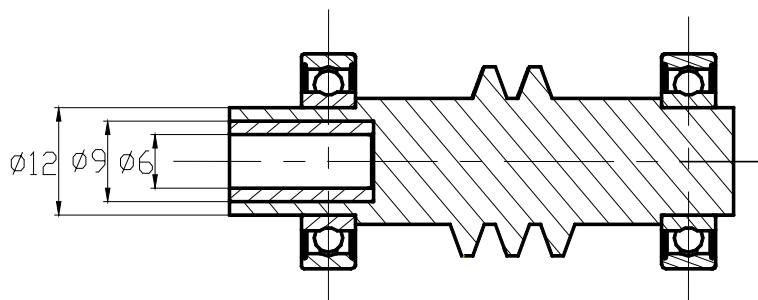
$$R_{aK} = 1\,779 \text{ N} . \quad (3.63)$$

**Tab. 25:** Kontrola ložiska šneku naklápění

$F_{rK} [\text{N}]$	794,6
$F_{aK} [\text{N}]$	1 779
$n_K [\text{ot/min}]$	150
$f_0$	13
$C_0 [\text{N}]$	2 360
$C [\text{N}]$	5 400
$f_0 \frac{F_a}{C_0}$	1,727
$e$	0,34
$\frac{F_a}{F_r}$	2,239
$X_0$	0,6
$Y_0$	0,5
$P_0 [\text{N}]$	1 366
$s_0$	1,72
$X$	0,56
$Y$	1,31
$P [\text{N}]$	2 775
$L_{10} [n \cdot 10^6]$	7,37
$L_{h10} [\text{hod}]$	818,3

Bezpečnost a životnost ložiska je dostatečná.

### 3.18.2 Výpočet lisovaného spoje naklápění nohy



**Obr. 67:** Lisovaný spoj naklápění nohy

$$d_i = 6 \text{ mm}, d_p = 9 \text{ mm}, d_e = 12 \text{ mm}, l = 16 \text{ mm}$$

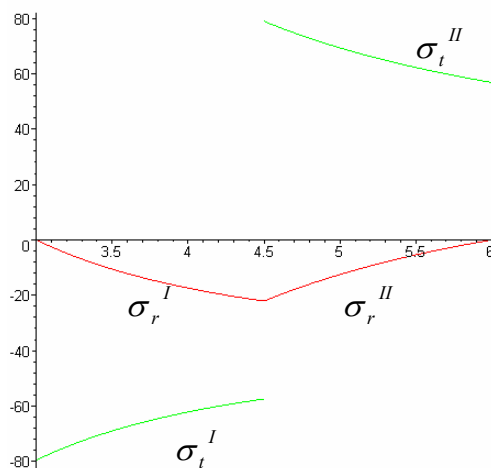
$$(r_i = 0,5d_i, r_p = 0,5d_p, r_e = 0,5d_e)$$

Maximální přenášený moment je na výstupu z převodovky je 4,5 Nm a na tento moment je proveden výpočet.

**Tab. 26:** Výpočet lisovaného spoje pohonu naklápění nohy

Kroutící moment	$M_{k \max} = 4,5 \text{ Nm}$
Minimální tlak potřebný k přenesení momentu $M_{k \max}$	$p_{\min} = 22,1 \text{ MPa}$
Součinitel bezpečnosti lisovaného spoje	$k_s = 1,5$
Vypočítané konstanty	$A^I = -39,75 \text{ MPa},$ $B^I = -357,88 \text{ N},$ $A^{II} = 28,48 \text{ MPa},$ $B^{II} = 1\,023,98 \text{ N}$
Materiálové konstanty	$E^I = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa},$ $\mu^I = 0,3,$ $E^{II} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa},$ $\mu^{II} = 0,3$

Minimální přesah	$\Delta d_p = 5,84 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$
Bezpečnost pro vložku z oceli 11 500 (napětí na mezi kluzu $Re = 245 \text{ MPa}$ )	$k_I = 6,97$
Bezpečnost pro šnek z oceli 13 151.5 (napětí na mezi kluzu $Re = 390 \text{ MPa}$ )	$k_{II} = 3,86$



**Graf 2:** Průběhy napětí v závislosti na poloměru

### 3.18.3 Uložení šnekového kola

Šnekové kolo je na hřídeli uloženo na evolventním drážkování. Při kontrole drážkování se kontroluje, zda tlak na styčných plochách je menší než dovolený, dále se kontrolují drážky na ohyb. Spoj přenáší maximální krouticí moment od reakce podložky přes pružinu  $M_N = 31,89 \text{ Nm}$  (viz Tab. 19). Kontrola byla provedena v programu Mechsoft. Výsledek je následující:

Točivý moment  $M_k = 31,89 \text{ Nm}$

Rozměry:

Jmenovitý průměr drážkování  $D = 15 \text{ mm}$

Počet zubů  $z = 10$

Modul  $m = 1,25 \text{ mm}$

Činná délka drážkování  $L_f = 14,4 \text{ mm}$

Vlastnosti spoje:

Součinitel styku boků zubů  $= 0,5$

Druh spojení - pracovní podmínky - (ne)tvrzené boky : 260/120 Neposuvné - střední - tvrzené

Dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{\text{dov}} = 260 \text{ MPa}$

Dovolený tlak  $p_{\text{dov}} = 120 \text{ MPa}$

Výsledky výpočtu:

Minimální činná délka drážkování  $l = 7,99 \text{ mm}$

Napětí v ohybu  $\sigma_o = 77,386 \text{ MPa}$

Tlak v opěrné ploše drážky  $p = 66,623 \text{ MPa}$

Kontrola drážkování – **Vyhovuje**

### 3.18.4 Uložení ozubeného kola pro vyrovnávání terénu

Ozubené kolo je na hřídeli uloženo na rovnobokém drážkování. Zatížení, které přenáší, je stejné jako u šnekového kola, se kterým je spojeno hřídelí. Kontrola na otláčení byla provedena v programu Mechsoft. Výsledek je následující:

Točivý moment  $M_k = 31,831 \text{ Nm}$

Rozměry:

Řada drážkování - Lehká

Rozměry drážkování ( $z \times d \times D$ ) –  $6 \times 23 \times 26$

Činná délka drážkování  $L_f = 19 \text{ mm}$

Vlastnosti spoje:

Součinitel zmenšení nosné plochy drážek  $= 0,75$

Druh spojení - pracovní podmínky :  $40 \text{ MPa}$  - Posuvné bez zatížení - příznivé

Dovolený tlak  $p_{\text{dov}} = 40 \text{ MPa}$

Výsledky výpočtu:

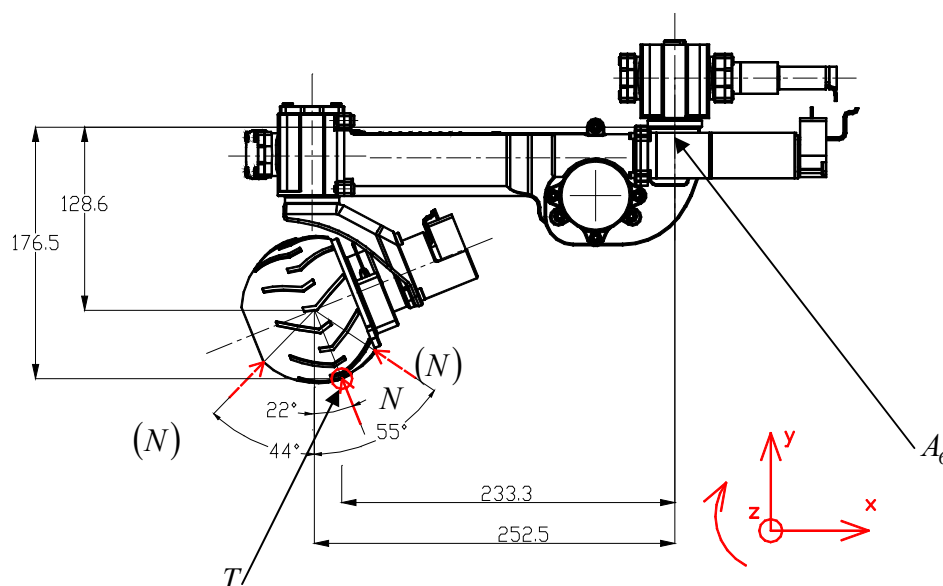
Minimální délka drážkování  $l_{\text{min}} = 16,04 \text{ mm}$

Tlak v opěrné ploše drážky  $p = 33,768 \text{ MPa}$

Kontrola drážkování – **Vyhovuje**

### 3.19 Spojení klece s hřídelí rejdů

Klec je s hřídelí rejdů spojena čtyřmi šrouby  $M 8 - 12$  ČSN EN ISO 4762. Spoj je namáhán od ohybového a kroutícího momentu.



**Obr. 68:** Schéma sil zatěžujících spoj klec-hřídel rejdů

**Tab. 27:** Síly a momenty zatěžující šroubový spoj

$\alpha_N [^\circ]$	$N_x [N]$	$N_y [N]$	$M_N [Nm]$
-44	104,2	108,9	13,9
22	139	56,2	42,3
57	-125,8	81,7	37,2

Výpočet bude proveden pro  $\alpha_N = 22^\circ$ . Pro tento úhel je spoj namáhán ohybovým momentem v rovině  $yz$  od obvodové síly

$$M_{oyz} = T \cdot 176,5 = 11,26 \text{ Nm} \quad (3.64)$$

a musí přenést moment

$$M_k = T \cdot 233,3 + M_{kp} = 16,93 \text{ Nm}, \quad (3.65)$$

kde  $M_{kp} = 2,84 \text{ Nm}$  je moment na šnekovém kole rejdů.

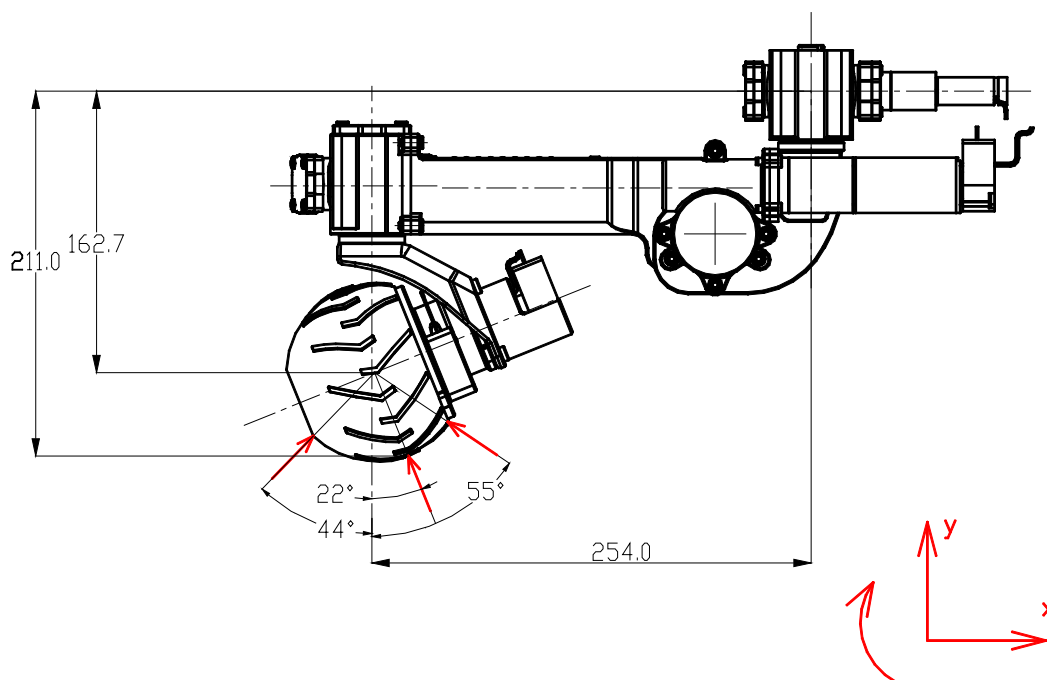


**Tab. 28:** Výpočet sil působících na šrouby spoje hřídel pivotace - klec

Síly vypočtené z momentové rovnováhy a deformační podmínky	$F_1 = 269,99 \text{ N}$ $F_2 = 384,5 \text{ N}$ $F_3 = 646,68 \text{ N}$ $F_4 = 761,18 \text{ N}$
Tuhost šroubů	$k_s = 2,63 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Tuhost příruby	$k_p = 7,77 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Součinitel přetížitelnosti spoje	$\psi = 2$
Předpětí šroubů	$F_{Q1} = 741,71 \text{ N}$ $F_{Q2} = 1\,056 \text{ N}$ $F_{Q3} = 1\,777 \text{ N}$ $F_{Q4} = 2\,091 \text{ N}$
Síla mezi spojovanými součástmi	$F_{p1} = 1\,889 \text{ N}$ $F_{p2} = 1\,804 \text{ N}$ $F_{p3} = 1\,608 \text{ N}$ $F_{p4} = 1\,522 \text{ N}$
Krouticí moment, který je schopen spoj přenést třením při provozním zatížení	$f_p \cdot r_s (F_{p1} + \dots + F_{p4})_s = 17,1 \text{ Nm}$
Síla ve šroubech	$F_{s1} = 2\,159 \text{ N}$ $F_{s2} = 2\,188 \text{ N}$ $F_{s3} = 2\,255 \text{ N}$ $F_{s4} = 2\,284 \text{ N}$
Maximální napětí ve šroubu	$\sigma_s = 60,77 \text{ MPa}$
Bezpečnost	$k_{sr} = 1,48$
Utahovací moment	$M_{uh} = 3,2 \text{ Nm}$

### 3.20 Výpočet ložisek pivotace

Ložiska, jejich uložení a schéma zatížení, je stejné jako v kapitole 3.11 jen síla a momenty od reakce a obvodové síly jsou rozdílné. Výpočet bude proveden pro  $\alpha_N = 22^\circ$ , kdy je moment namáhající ložiska největší.



**Obr. 69:** Schéma sil zatěžujících ložiska hřídele rejdů

Z obdobných rovnic jako 3.28 až 3.34 vyjde, že:

dolní ložisko  $L$  je pak namáháno celkovou radiální silou

$$R_L = 1\,668 \text{ N}, \quad (3.66)$$

a horní ložisko  $M$  silou

$$R_M = 1\,779 \text{ N}. \quad (3.67)$$

Protože se jedná o stejný konstrukční i výpočtový případ jako je uvedeno v kapitole 3.11, byl kontrolní výpočet proveden jen pro ložisko  $M$  a výsledky kontroly jsou pak uvedeny v Tabulce č. 29.

**Tab. 29:** Kontrolní výpočet ložiska  $M$ 

$F_{rM}$ [N]	1 779
$F_{aM}$ [N]	112,1
$n_M$ [ot/min]	11,39
$k_r$	95
$C_0$ [N]	4 800
$C$ [N]	8 840
$F_{rm}$ [N]	20,5
$e$	1,14
$\frac{F_a}{F_r}$	1,132
$X_0$	1
$Y_0$	0,52
$P_0$ [N]	2 826
$s_0$	1,669
$X$	0,57
$Y$	0,93
$P$ [N]	2 887
$L_{10}$ [ $n \cdot 10^6$ ]	28,72
$L_{h10}$ [hod]	$4,2 \cdot 10^4$

Ložiska vyhovují z hlediska bezpečnosti i životnosti.

## 4 Závěr

Při návrhu nohy modelu robotu se vycházelo z požadavků na pohyby, kterých má být noha schopna. Proto byl nejdříve vytvořen model v programu Pro/Engineer a poté byl proveden kontrolní výpočet. Při výpočtu byla řada věcí zjednodušena, protože nejsou známy zatěžující síly, některé součásti nebyly počítány vůbec, protože to rozsah této diplomové práce neumožňuje. Do výpočtu nebyly vůbec zahrnuty dynamické síly, které se dají u takového zařízení předpokládat, proto byla při statickém návrhu uvažována síla větší, než které by se dalo dosáhnout. Pro návrh konečného díla budou známy zatěžující síly z matematického modelu p. Denka a bude moci být proveden přesnější výpočet. Rovněž výpočet metodou konečných prvků byl proveden jen u některých vybraných částí a pro konečné řešení by bylo zřejmě výhodné provést výpočet touto metodou u více součástí.

Při dalším vývoji bude moci být pravděpodobně provedena řada odlehčení, např. použitím ozubených segmentů namísto ozubených kol, protože pravděpodobně nebude využíván celý obvod ani u jednoho z ozubených kol. Další modifikace se bude patrně týkat pružiny, jejíž tuhost se upraví podle chování modelu.



## **5 Seznam použité literatury**

- [1] Svatopluk Černoch: Strojně technická příručka, SNTL, Praha 1968
- [2] Lubomír Pešík: Části strojů, stručný přehled 1,2 ISBN 80-7083-939-6, Liberec 2005
- [3] Jan Leinveber, Pavel Vávra.: Strojnické tabulky, ISBN 80-7361-033-7, Úvaly 2006
- [4] Doc. Ing. Ludvík Prášil, Csc. a kol: Části a mechanismy strojů, Liberec 1988
- [5] Prof. Ing. František Boháček, DrSc. a kol: Části a mechanismy strojů II, hřídele, tribologie a ložiska, Brno 1987
- [6] SKF Hlavní katalog, Praha 1998



## Seznam příloh

Příloha 1 – specifikace motoru **EC-max 30**

Příloha 2 – specifikace převodovky **GP 32 C**

Příloha 3 – specifikace brzdy **AB 20**

Příloha 4 – specifikace encoderu **HEDL 5540**

Příloha 5 – specifikace motoru **EC-max 16**

Příloha 6 – specifikace převodovky **GP 22 C**

Příloha 7 – specifikace encoderu **MR**, typ **M**

Příloha 8 – specifikace tlumiče **HB-15**

Příloha 9 – specifikace motoru **EC 32**

Příloha 10 – specifikace převodovky **GP 32 A**

Příloha 11 – výpis z programu Mechsoft pro šnekové soukolí naklápění při maximálním namáhání

Příloha 12 – výpis z programu Mechsoft pro šnekové soukolí rejdu a pivotace při maximálním namáhání

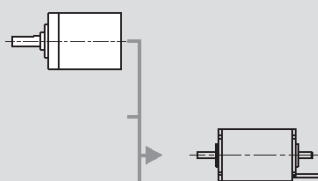
Příloha 13 – 15 – obrázky modelu v programu Pro/Engineer

Příloha 16 – 20 – výkresy modelu

# D

**Order Number**maxon Modular System

**Planetary Gearhead**  
 Ø32 mm  
 1 - 6 Nm  
 Page 230

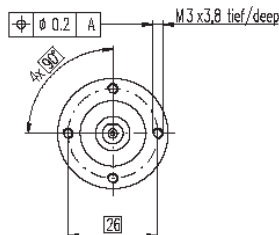
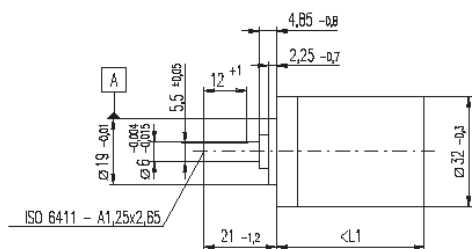


<b>Recommended Electronics:</b>	
DEC 50/5	page 271
DECV 50/5	271
DES 50/5	272
EPOS 24/5	278
EPOS P 24/5	279
MIP 50	281
<b>Notes</b>	<b>17</b>

April 2006 edition / subject to change

# Planetary Gearhead GP 32 C Ø32 mm, 1.0 - 6.0 Nm

Ceramic Version



M 1:2

## Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Shaft diameter as option	8 mm
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.14 mm
Axial play	max. 0.4 mm
Max. radial load, 12 mm from flange	140 N
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	120 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 8000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100 °C
Extended area as option	-35 ... +100 °C

Option: Low-noise version

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

### Gearhead Data

	166930	166933	166938	166939	166944	166949	166954	166959	166962	166967	166972	166977
1 Reduction	3.7 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1	1181 : 1	1972 : 1	2829 : 1	4380 : 1
2 Reduction absolute	26/7	676/49	529/16	17576/343	13824/125	421824/1715	86112/175	19044/25	1012376/9575	8625176/4375	495144/175	109503/25
3 Max. motor shaft diameter	mm	6	6	3	6	4	4	3	3	4	3	3
Order Number	166931	166934		166940	166945	166950	166955	166960	166963	166968	166973	166978
1 Reduction	4.8 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1	1414 : 1	2189 : 1	3052 : 1	5247 : 1
2 Reduction absolute	24/5	624/35		16224/245	6877/56	101062/343	331776/625	36501/40	2425488/1715	536406/245	1907712/625	839523/160
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4	4	3	3	4	3	3	3	3	3
Order Number	166932	166935		166941	166946	166951	166956	166961	166964	166969	166974	166979
1 Reduction	5.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1	1526 : 1	2362 : 1	3389 : 1	6285 : 1
2 Reduction absolute	23/4	299/14		3887/49	3312/25	389378/1225	20631/35	279841/256	3345024/6125	206688/875	474513/140	8436343/1024
3 Max. motor shaft diameter	mm	3	3	3	3	4	3	3	4	3	3	3
Order Number	166936		166942	166947	166952	166957		166965	166970	166975		
1 Reduction	23 : 1		86 : 1	159 : 1	411 : 1	636 : 1		1694 : 1	2548 : 1	3656 : 1		
2 Reduction absolute	576/25		14976/175	1587/10	359424/875	79488/125		1162213/686	796824/3125	457056/125		
3 Max. motor shaft diameter	mm		4	3	4	3		3	4	3		
Order Number	166937		166943	166948	166953	166958		166966	166971	166976		
1 Reduction	28 : 1		103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1		1828 : 1	2623 : 1	4060 : 1		
2 Reduction absolute	138/5		3588/35	12167/64	89401/196	158171/224		2228912/1225	2056223/784	3637933/896		
3 Max. motor shaft diameter	mm		3	3	3	3		3	3	3		
4 Number of stages	1	2	2	3	3	4	4	4	5	5	5	5
5 Max. continuous torque	Nm	1	3	6	6	6	6	6	6	6	6	6
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	1.25	3.75	3.75	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
7 Max. efficiency	%	80	75	75	70	70	60	60	60	50	50	50
8 Weight	g	118	162	162	194	194	226	226	226	258	258	258
9 Average backlash no load	°	1.4	1.6	1.6	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup>	1.5	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Gearhead length L1	mm	26.4	36.3	36.3	43.0	43.0	49.7	49.7	49.7	56.4	56.4	56.4

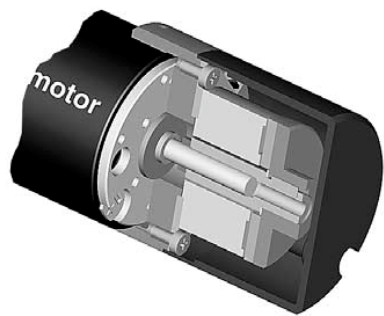


### Combination

+ Motor	Page	+ Tacho / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts								
A-max 26	113-120			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	101.2	101.2
A-max 26	113-119	MEnc 13	258	78.3	88.2	88.2	94.9	94.9	101.6	101.6	108.3	108.3
A-max 26	114-120	MR	246	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	110.0	110.0
A-max 26	114-120	Enc 22	249	85.6	95.5	95.5	102.2	102.2	108.9	108.9	115.6	115.6
A-max 26	114-120	HED_5540	251/253	90.0	99.9	99.9	106.6	106.6	113.3	113.3	120.0	120.0
A-max 32	121/123			89.4	99.3	99.3	106.0	106.0	112.7	112.7	119.4	119.4
A-max 32	122/124			88.0	97.9	97.9	104.6	104.6	111.3	111.3	118.0	118.0
A-max 32	122/124	MR	247	99.2	109.1	109.1	115.8	115.8	122.5	122.5	129.2	129.2
A-max 32	122/124	HED_5540	251/253	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	138.8	138.8
RE-max 29	143-146			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	101.2	101.2
RE-max 29	144/146	MR	246	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	110.0	110.0
EC 32, 80 W	162			86.5	96.4	96.4	103.1	103.1	109.8	109.8	116.5	116.5
EC 32, 80 W	162	HED_5540	251/253	104.9	114.8	114.8	121.5	121.5	128.2	128.2	134.9	134.9
EC 32, 80 W	162	Res 26	260	106.6	116.5	116.5	123.2	123.2	129.9	129.9	136.6	136.6
EC-max 22, 25 W	175			75.0	84.9	84.9	91.6	91.6	98.3	98.3	105.0	105.0
EC-max 22, 25 W	175	MR	245	84.7	94.6	94.6	101.3	101.3	108.0	108.0	114.7	114.7
EC-max 22, 25 W	175	AB 20	286	110.0	119.9	119.9	126.6	126.6	133.3	133.3	140.0	140.0
EC-max 30, 40 W	176			68.5	78.4	78.4	85.1	85.1	91.8	91.8	98.5	98.5
EC-max 30, 40 W	176	MR	247	80.7	90.6	90.6	97.3	97.3	104.0	104.0	110.7	110.7
EC-max 30, 40 W	176	HEDL 5540	254	89.1	99.0	99.0	105.7	105.7	112.4	112.4	119.1	119.1
EC-max 30, 40 W	176	AB 20	286	100.6	110.5	110.5	117.2	117.2	123.9	123.9	130.6	130.6
EC-max 30, 40 W	176	HEDL 5540 / AB 20	254/286	121.2	131.1	131.1	137.8	137.8	144.5	144.5	151.2	151.2
EC-power 22, 120 W	183			92.6	102.5	102.5	109.2	109.2	115.9	115.9	122.6	122.6



Brake AB 20, 24 VDC, 0.1 Nm



- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

301212 301213

Important Information

- Permanent magnet - single-face brake for DC (dry operation). Braking in unpowered condition.
- Holding brake, prevents rotation of the shaft at standstill or with turned off motor power.
- Not recommended for braking rotating motor shift.
- It is recommended to lower the voltage applied to the brake after it has been energized, for the purpose of reducing heat loss.

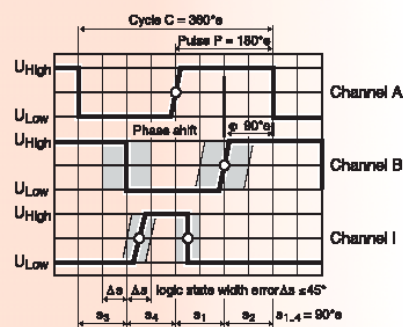
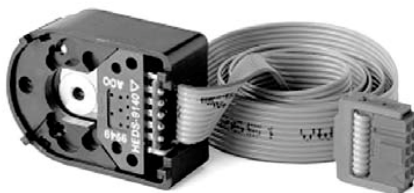
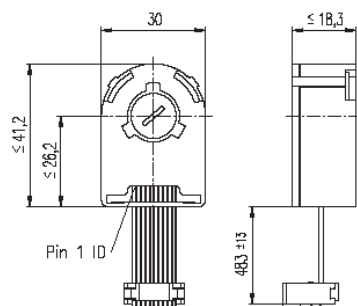
Type



Combination						
+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Tacho	Page	Overall length [mm] / see: + Gearhead
EC-max 22, 12 W	174					67.0
EC-max 22, 12 W	174	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			•
EC-max 22, 25 W	175					83.5
EC-max 22, 25 W	175	GP 32, 1 - 6 Nm	230			•
EC-max 30, 40 W	176					74.1
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230			•
EC-max 30, 40 W	176			HEDL 5540	254	94.7
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230	HEDL 5540	254	•
EC-max 30, 60 W	177					96.1
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233			•
EC-max 30, 60 W	177			HEDL 5540	254	116.7
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233	HEDL 5540	254	•
EC-power 30	184					79.1
EC-power 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233			•
EC-power 30	184			HEDL 5540	254	99.7
EC-power 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233	HEDL 5540	254	•
EC-power 30	185					96.1
EC-power 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233			•
EC-power 30	185			HEDL 5540	254	116.7
EC-power 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233	HEDL 5540	254	•

Technical Data				Pin Allocation	
Static braking moment at 20°C	> 0.1 Nm	Nominal voltage, smoothed	24 VDC ± 10 %	Cable (AWG 26) red blue	Designation U Brake + 24 VDC U Brake GND
Mass inertia	1.8 gcm²	Resistance	R <sub>20</sub> = 227 Ω ± 6 %		
Max. permissible speed	49 000 rpm	Duty cycle	100 %		
Weight	29 g	Reaction time	– Rise time – Fall time		
Ambient temperature range	-5 ... +80°C		12 ms 6 ms		

# Encoder HEDL 5540, 500 CPT, 3 Channels, with Line Driver RS 422



- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

## Order Number

11 0512    11 0514    11 0516

## Type

Counts per turn	500	500	500
Number of channels	3	3	3
Max. operating frequency (kHz)	100	100	100
Shaft diameter (mm)	3	4	6



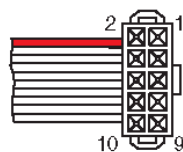
## Combination

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / <span style="color: red;">●</span> see: + Gearhead
EC-max 30, 40 W	176					62.6
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230			<span style="color: red;">●</span>
EC-max 30, 40 W	176			AB 20	286	94.7
EC-max 30, 40 W	176	GP 32, 1 - 6 Nm	230	AB 20	286	<span style="color: red;">●</span>
EC-max 30, 60 W	177					84.6
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233			<span style="color: red;">●</span>
EC-max 30, 60 W	177			AB 20	286	116.7
EC-max 30, 60 W	177	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 20	286	<span style="color: red;">●</span>
EC-max 40, 70 W	178					81.4
EC-max 40, 70 W	178	GP 42, 3 - 15 Nm	233			<span style="color: red;">●</span>
EC-max 40, 70 W	178			AB 28	287	121.4
EC-max 40, 70 W	178	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 28	287	<span style="color: red;">●</span>
EC-max 40, 120 W	179					111.4
EC-max 40, 120 W	179	GP 52, 4 - 30 Nm	236			<span style="color: red;">●</span>
EC-max 40, 120 W	179			AB 28	287	151.4
EC-max 40, 120 W	179	GP 52, 4 - 30 Nm	236	AB 28	287	<span style="color: red;">●</span>
EC-powermax 30	184					67.6
EC-powermax 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233			<span style="color: red;">●</span>
EC-powermax 30	184			AB 20	286	79.1
EC-powermax 30	184	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 20	286	<span style="color: red;">●</span>
EC-powermax 30	185					84.6
EC-powermax 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233			<span style="color: red;">●</span>
EC-powermax 30	185			AB 20	286	96.1
EC-powermax 30	185	GP 42, 3 - 15 Nm	233	AB 20	286	<span style="color: red;">●</span>

## Technical Data

Supply voltage	5 V ± 10 %
Output signal	EIA Standard RS 422
drivers used:	DS26LS31
Phase shift $\Phi$ (nominal)	90°e
Logic state width s	min. 45°e
Signal rise time	
(typical at $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k $\Omega$ , 25°C)	180 ns
Signal fall time	
(typical at $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k $\Omega$ , 25°C)	40 ns
Index pulse width (nominal)	90°e
Operating temperature range	0 ... +70°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.6 gcm <sup>2</sup>
Max. angular acceleration	250 000 rad s <sup>-2</sup>
Output current per channel	min. -20 mA, max. 20 mA
Option	1000 counts per turn, 2 channels

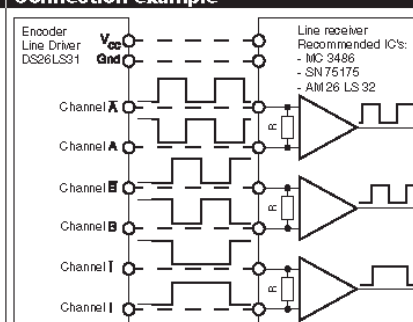
## Pin Allocation



- 1 N.C.
- 2 V<sub>CC</sub>
- 3 GND
- 4 N.C.
- 5 Channel A
- 6 Channel A
- 7 Channel B
- 8 Channel B
- 9 Channel I (Index)
- 10 Channel I (Index)

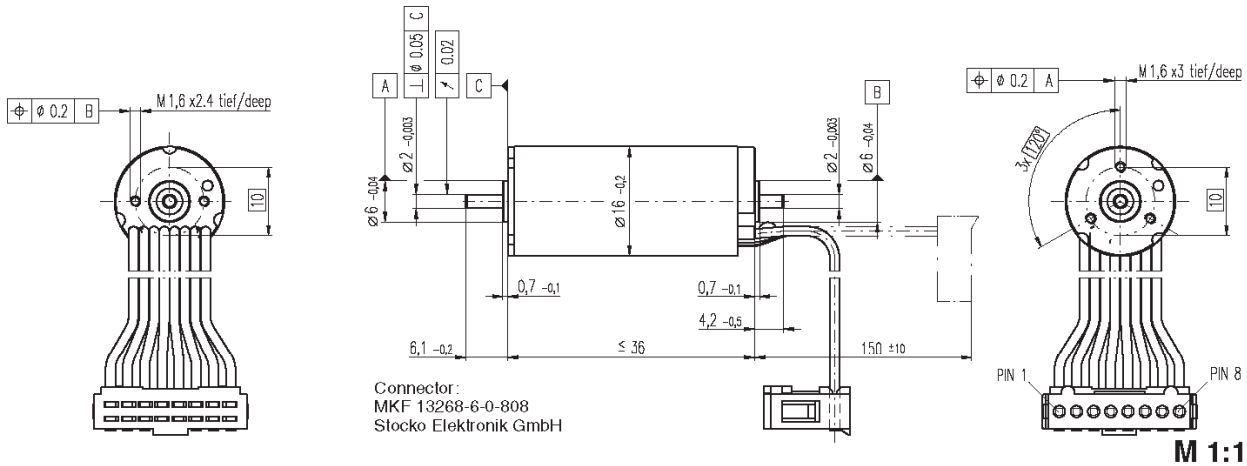
Pin type Berg 246770  
flat band cable AWG 28

## Connection example



Terminal resistance R = typical 100  $\Omega$

# **EC-max 16** Ø16 mm, brushless, 8 Watt



Connector:  
MKF 13268-6-0-808  
Stocko Elektronik GmbH

M 1:1

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

## Order Number

283831 283832 283833 283834 283835

## Motor Data

Values at nominal voltage						
1	Nominal voltage	V	6.0	9.0	12.0	18.0
2	No load speed	rpm	12100	11900	12000	11900
3	No load current	mA	119	77.5	58.5	38.8
4	Nominal speed	rpm	7170	7110	7310	7180
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	7.62	7.80	8.04	7.90
6	Nominal current (max. continuous current)	A	1.74	1.17	0.907	0.593
7	Stall torque	mNm	19.2	19.8	21.1	20.3
8	Starting current	A	4.17	2.82	2.27	1.45
9	Max. efficiency	%	70	70	71	71
Characteristics						
10	Terminal resistance phase to phase	Ω	1.44	3.19	5.30	12.4
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.0343	0.0793	0.140	0.317
12	Torque constant	mNm / A	4.61	7.02	9.32	14.0
13	Speed constant	rpm / V	2070	1360	1020	681
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	646	619	582	602
15	Mechanical time constant	ms	5.75	5.51	5.18	5.36
16	Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	0.850	0.850	0.850	0.850

## Specifications

- Thermal data**
- 17 Thermal resistance housing-ambient 17.7 K / W
  - 18 Thermal resistance winding-housing 1.41 K / W
  - 19 Thermal time constant windings 0.983 s
  - 20 Thermal time constant motor 427 s
  - 21 Ambient temperature -40 ... +100°C
  - 22 Max. permissible winding temperature +155°C

- Mechanical data (preloaded ball bearings)**
- 23 Max. permissible speed 20000 rpm
  - 24 Axial play at axial load < 2.0 N 0 mm
  - 24 Axial play at axial load > 2.0 N 0.14 mm
  - 25 Radial play preloaded 1.5 N
  - 26 Max. axial load (dynamic) 40 N
  - 27 Max. force for press fits (static) (static, shaft supported) 400 N
  - 28 Max. radial loading, 5 mm from flange 6 N

## Other specifications

- 29 Number of pole pairs 1
- 30 Number of phases 3
- 31 Weight of motor 45 g

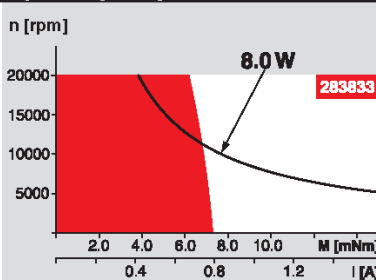
Values listed in the table are nominal.

## Connection (Cable AWG 24)

- brown Motor winding 1 Pin 1
- red Motor winding 2 Pin 2
- orange Motor winding 3 Pin 3
- yellow V<sub>hall</sub> 4.5 ... 24 VDC Pin 4
- green GND Pin 5
- blue Hall sensor 1 Pin 6
- violet Hall sensor 2 Pin 7
- grey Hall sensor 3 Pin 8

Wiring diagram for Hall sensors see p. 26

## Operating Range



## Comments

**Continuous operation**  
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.  
= Thermal limit.

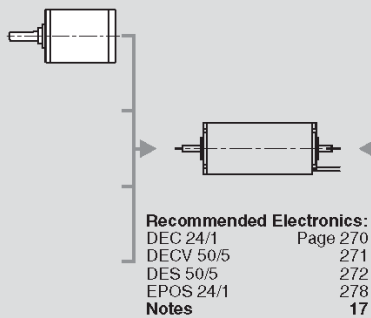
**Short term operation**  
The motor may be briefly overloaded (recurring).

Assigned power rating

## maxon Modular System

Overview on page 17 - 21

**Planetary Gearhead**  
Ø22 mm  
0.5 - 2.0 Nm  
Page 221

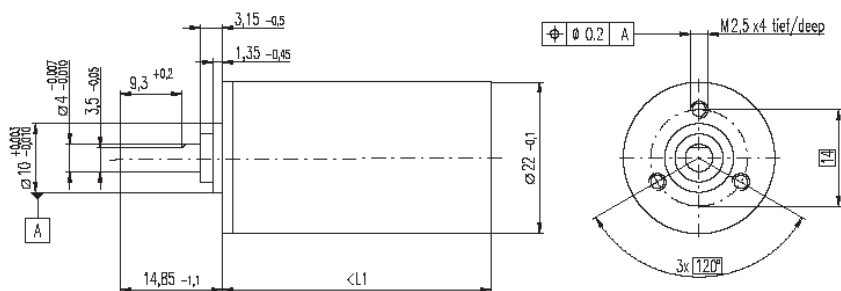


**Encoder MR**  
128 / 256 / 512 CPT,  
2 / 3 channels  
Page 245

**Recommended Electronics:**  
DEC 24/1 Page 270  
DECV 50/5 271  
DES 50/5 272  
EPOS 24/1 278  
Notes 17

# Planetary Gearhead GP 22 C Ø22 mm, 0.5 - 2.0 Nm

Ceramic Version



## Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel, hardened
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 10 mm from flange	max. 0.2 mm
Axial play	max. 0.2 mm
Max. radial load, 10 mm from flange	70 N
Max. permissible axial load	100 N
Max. permissible force for press fits	100 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 8000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100 °C
Extended area as option	-35 ... +100 °C

M 1:1

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

## Order Number

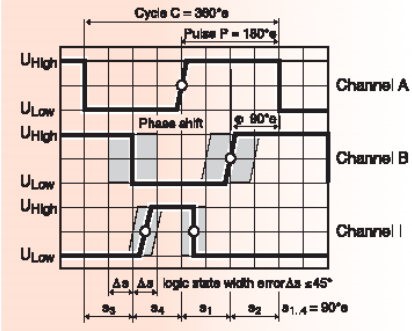
	143971	143974	143980	143986	143990	143996	144002	144004	144011	144017	144023
<b>Gearhead Data</b>											
1 Reduction	3.8 : 1	14 : 1	53 : 1	104 : 1	198 : 1	370 : 1	590 : 1	742 : 1	1386 : 1	1996 : 1	3189 : 1
2 Reduction absolute	15/4	225/16	3375/64	87723/845	50625/256	1058001/28561	59049/100	759375/1024	18340019/14244	28512027/14205	1594323/500
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4	3.2	4	3.2	4	4	3.2	3.2	4
<b>Order Number</b>	<b>143972</b>	<b>143975</b>	<b>143981</b>	<b>143987</b>	<b>143991</b>	<b>143997</b>	<b>144003</b>	<b>144006</b>	<b>144012</b>	<b>144018</b>	<b>144024</b>
1 Reduction	4.4 : 1	16 : 1	62 : 1	109 : 1	231 : 1	389 : 1	690 : 1	867 : 1	1460 : 1	2102 : 1	3728 : 1
2 Reduction absolute	57/13	855/52	12825/208	2187/20	192375/832	263169/676	1121931/1625	2885625/3328	3947535/2704	7105563/3380	30232137/8125
3 Max. motor shaft diameter	mm	3.2	3.2	3.2	4	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
<b>Order Number</b>	<b>143973</b>	<b>143976</b>	<b>143982</b>	<b>143988</b>	<b>143992</b>	<b>143998</b>	<b>144005</b>	<b>144007</b>	<b>144013</b>	<b>144019</b>	<b>144025</b>
1 Reduction	5.4 : 1	19 : 1	72 : 1	128 : 1	270 : 1	410 : 1	850 : 1	1014 : 1	1538 : 1	2214 : 1	4592 : 1
2 Reduction absolute	27/5	3249/169	48735/676	41553/325	731025/2704	6561/16	531441/625	10985375/10616	98415/64	177147/80	14348907/3125
3 Max. motor shaft diameter	mm	2.5	3.2	3.2	3.2	4	2.5	3.2	4	4	2.5
<b>Order Number</b>		<b>143977</b>	<b>143983</b>	<b>143989</b>	<b>143993</b>	<b>143999</b>		<b>144008</b>	<b>144014</b>	<b>144020</b>	
1 Reduction		20 : 1	76 : 1	157 : 1	285 : 1	455 : 1		1068 : 1	1621 : 1	2458 : 1	
2 Reduction absolute		81/4	1215/16	19683/125	18225/64	9000211/10985		273375/256	60166207/3125	13800693/5425	
3 Max. motor shaft diameter	mm		4	4	2.5	4		4	3.2	3.2	
<b>Order Number</b>		<b>143978</b>	<b>143984</b>		<b>143994</b>	<b>144000</b>		<b>144009</b>	<b>144015</b>	<b>144021</b>	
1 Reduction		24 : 1	84 : 1		316 : 1	479 : 1		1185 : 1	1707 : 1	2589 : 1	
2 Reduction absolute		1539/65	185193/2197		2777895/8788	124659/260		4168425/35192	15000633/8788	3365793/1300	
3 Max. motor shaft diameter	mm		3.2	3.2		3.2		3.2	3.2	3.2	
<b>Order Number</b>		<b>143979</b>	<b>143985</b>		<b>143995</b>	<b>144001</b>		<b>144010</b>	<b>144016</b>	<b>144022</b>	
1 Reduction		29 : 1	89 : 1		333 : 1	561 : 1		1249 : 1	1798 : 1	3027 : 1	
2 Reduction absolute		729/25	4617/52		69255/208	2388521/4225		1038825/832	3739711/208	6995057/21125	
3 Max. motor shaft diameter	mm		2.5	3.2		3.2		3.2	3.2	3.2	
4 Number of stages		1	2	3	3	4	4	4	5	5	5
5 Max. continuous torque	Nm	0.5	0.6	1.3	1.3	1.8	1.8	1.8	2.0	2.0	2.0
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	0.8	0.9	1.9	1.9	2.7	2.7	2.7	3.0	3.0	3.0
7 Max. efficiency	%	84	70	59	59	49	49	49	42	42	42
8 Weight	g	42	55	68	68	81	81	81	94	94	94
9 Average backlash no load	°	1.0	1.2	1.6	1.6	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup>	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
11 Gearhead length L1*	mm	25.4	32.2	39.0	39.0	45.8	45.8	45.8	52.6	52.6	52.6

\* for EC-max 16 to L1 - 2.8 mm



Combination		+ Motor		+ Tacho / Brake		Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts					
Page		Page		Page							
155	EC 16, 40 W	155				81.7	88.5	95.3	95.3	102.1	108.9
155	EC 16, 40 W	155	MR	245		92.4	99.2	106.0	106.0	112.8	119.6
157	EC 22, 20 W	157				70.0	76.8	83.6	83.6	90.4	97.2
157	EC 22, 20 W	157	MR	245		76.0	82.8	89.6	89.6	96.4	103.2
158	EC 22, 10 W	158				75.0	81.8	88.6	88.6	95.4	102.2
159	EC 22, 50 W	159				88.2	95.0	101.8	101.8	108.6	115.4
159	EC 22, 50 W	159	MR	245		94.2	101.0	107.8	107.8	114.6	121.4
160	EC 22, 20 W	160				93.2	100.0	106.8	106.8	113.6	120.4
173	EC-max 16, 8 W	173				58.7	65.5	72.3	72.3	79.1	85.9
173	EC-max 16, 8 W	173	MR	245		66.0	72.8	79.6	79.6	86.4	93.2
174	EC-max 22, 12 W	174				57.5	64.3	71.1	71.1	77.9	84.7
174	EC-max 22, 12 W	174	MR	245		67.2	74.0	80.8	80.8	87.6	94.4
174	EC-max 22, 12 W	174	AB 20	286		89.7	96.5	103.3	103.3	110.1	116.9

Encoder MR, Type M, 128 - 512 CPT, 2 / 3 Channels, with Line Driver



- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

228179	228177	228181	228182	201937	201940
--------	--------	--------	--------	--------	--------

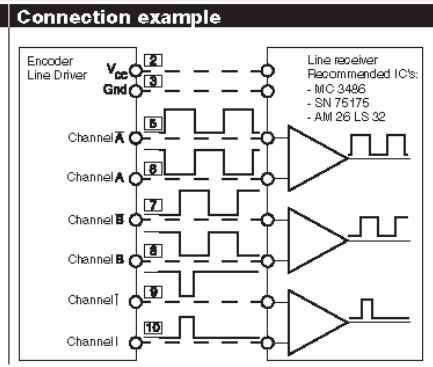
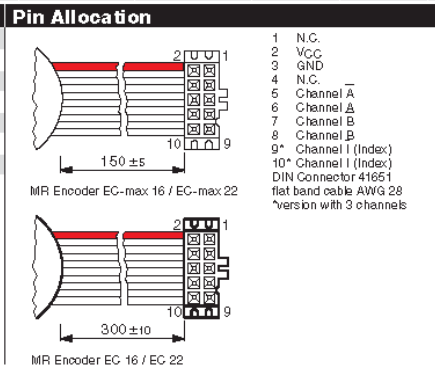
Type					
Counts per turn	128	128	256	256	512
Number of channels	2	3	2	3	3
Max. operating frequency (kHz)	80	80	160	160	320



Combination									
+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / see: + Gearhead			
EC 16, 15 W	154					50.9	50.9	50.9	50.9
EC 16, 15 W	154	GP 16, 0.1 - 0.3 Nm	213			•	•	•	•
EC 16, 40 W	155					66.9	66.9	66.9	66.9
EC 16, 40 W	155	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			•	•	•	•
EC 22, 20 W	157					50.5	50.5	50.5	50.5
EC 22, 20 W	157	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			•	•	•	•
EC 22, 50 W	159					68.7	68.7	68.7	68.7
EC 22, 50 W	159	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			•	•	•	•
EC-max 16, 5 W	171					31.3	31.3	31.3	31.3
EC-max 16, 5 W	171	GP 16, 0.1 - 0.3 Nm	213			•	•	•	•
EC-max 16, 8 W	173					43.3	43.3	43.3	43.3
EC-max 16, 8 W	173	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			•	•	•	•
EC-max 22, 12 W	174					41.7	41.7	41.7	41.7
EC-max 22, 12 W	174	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	221			•	•	•	•
EC-max 22, 25 W	175					58.2	58.2	58.2	58.2
EC-max 22, 25 W	175	GP 32, 1 - 6 Nm	230			•	•	•	•

Technical Data	
Supply voltage V <sub>CC</sub>	5 V ± 5 %
Output signal	TTL compatible
Index pulse width (nominal)	90°e
Operating temperature range	-25 ... +85°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.09 gcm <sup>2</sup>
Output current per channel	max. 5 mA

Attention: The index signal I is synchronised with channel A or B.





# Hydraulic Dampers HB-15

Adjustable (Compression and Extension Forces 20 N to 800 N)

## End Fitting

## Standard Dimensions

## End Fitting

A5

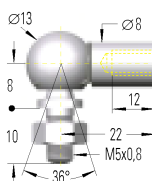


Eye A5

B5

Stud Thread B5

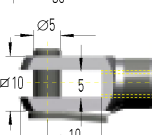
C5



Angle Ball Joint C5

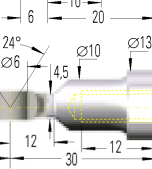
(Max. permitted force 500 N)

D5



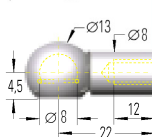
Clevis Fork D5

E5



Swivel Eye E5

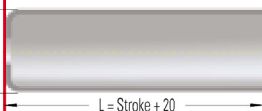
G5



Ball Socket G5

(Max. permitted force 500 N)

W5-15  
Rod Shroud



## Dimensions

Type	Stroke mm	L Extended	max. Compression Force N
HB-15-25	25	90	800
HB-15-50	50	140	800
HB-15-75	75	190	800
HB-15-100	100	240	350
HB-15-150	150	340	300

## Ordering Example

Type (Hydraulic Damper) \_\_\_\_\_  
 Body  $\varnothing$  (15 mm) \_\_\_\_\_  
 Stroke (150 mm) \_\_\_\_\_  
 Piston Rod End Fitting C5 \_\_\_\_\_  
 Body End Fitting C5 \_\_\_\_\_  
 Damping Direction (M = out stroke only) \_\_\_\_\_

## Damping options

M = Damping on out stroke only P = Damping in both directions  
 N = Damping on in stroke only X = Special model suffix

The end fittings are interchangeable and must be positively secured by the customer to prevent unscrewing (i.e. Loctite).  
 For mounting accessories see page 123.

## Technical Data

ACE hydraulic dampers are self-contained and maintenance free.

**Adjustment:** Adjustment of the damping rate is achieved by pulling (or pushing) the piston rod to its fully extended (or compressed) position. Whilst still pulling the piston rod turn it clockwise to increase damping or anti-clockwise to decrease damping. If the resistance increases noticeably, stop adjusting to avoid damage. The adjustment can add a max. of 6 mm to the L dim. shown.

**Free travel:** Construction of standard damper results in a free travel of approx 20 % of total stroke when changing travel direction.

**Mechanical stops:** Provide mechanical stops 1 to 1.5 mm before end of each stroke direction.

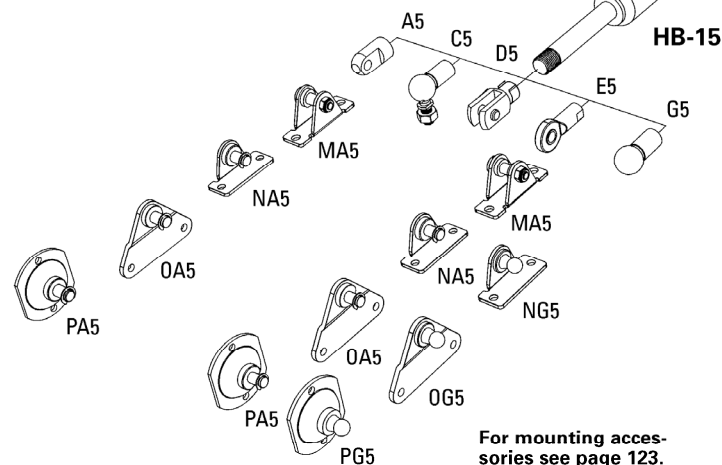
**Mounting position:** Can be mounted in any position. End fittings must be positively secured to prevent unscrewing.

**Operating temperature range:** -20°C to +80°C.

**Operating fluid:** Hydraulic oil.

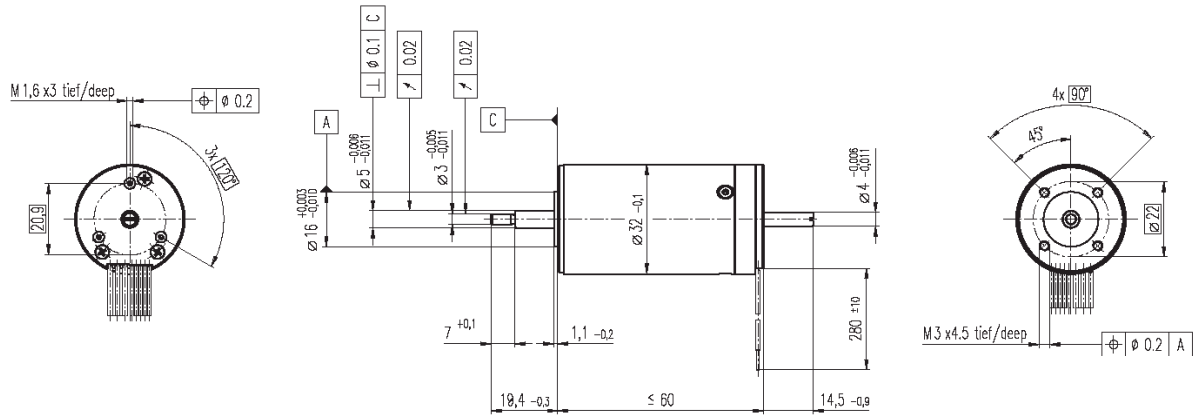
**Material:** Body: black powder coated steel. Piston rod: ceramic coated steel. End fittings: zinc plated steel.

**Separator piston (-T):** Available as a special option to remove free travel. Also provides extension force of max. 50 N. Dimension L = 2.45 x stroke + 47 mm.



For mounting accessories see page 123.

EC 32 Ø32 mm, brushless, 80 Watt, CE approved



M 1:2

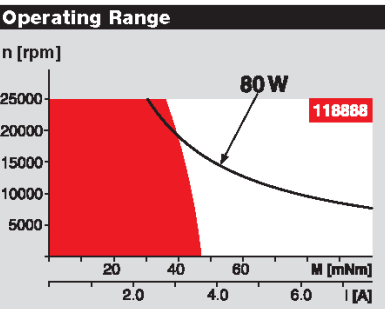
- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

118891	118892	118888	118889	118893	118890
--------	--------	--------	--------	--------	--------

Motor Data		118891	118892	118888	118889	118893	118890
Values at nominal voltage							
1	Nominal voltage	V	12.0	18.0	18.0	24.0	36.0
2	No load speed	rpm	15100	14300	13000	11000	14700
3	No load current	mA	901	555	487	286	289
4	Nominal speed	rpm	13600	12900	11600	9540	13300
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	38.3	40.9	42.1	44.5	40.6
6	Nominal current (max. continuous current)	A	5.91	3.95	3.67	2.41	2.02
7	Stall torque	mNm	443	460	423	369	472
8	Starting current	A	59.2	38.8	32.6	18.0	20.5
9	Max. efficiency	%	77	78	78	77	78
Characteristics							
10	Terminal resistance phase to phase	Ω	0.203	0.464	0.552	1.33	1.76
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.0300	0.0752	0.0900	0.226	0.285
12	Torque constant	mNm / A	7.48	11.8	13.0	20.5	23.1
13	Speed constant	rpm / V	1280	806	737	465	414
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	34.6	31.5	31.4	30.3	31.6
15	Mechanical time constant	ms	7.24	6.61	6.57	6.34	6.61
16	Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0

Specifications	
Thermal data	
17	Thermal resistance housing-ambient
18	Thermal resistance winding-housing
19	Thermal time constant winding
20	Thermal time constant motor
21	Ambient temperature
22	Max. permissible winding temperature
Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23	Max. permissible speed
24	Axial play at axial load < 8 N
25	Radial play
26	Max. axial load (dynamic)
27	Max. force for press fits (static)
28	Max. radial loading, 5 mm from flange



- Comments
- Continuous operation  
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.  
= Thermal limit.
  - Short term operation  
The motor may be briefly overloaded (recurring).
  - Assigned power rating

29	Number of pole pairs
30	Number of phases
31	Weight of motor

Values listed in the table are nominal.

- Connection Motor (Cable AWG 22)
- red Motor winding 1
  - black Motor winding 2
  - white Motor winding 3
- Connection Sensors (Cable AWG 26)<sup>1)</sup>
- green V<sub>Hall</sub> 4.5 ... 24 VDC
  - blue GND
  - red / grey Hall sensor 1
  - black / grey Hall sensor 2
  - white / grey Hall sensor 3
- Wiring diagram for Hall sensors see page 26

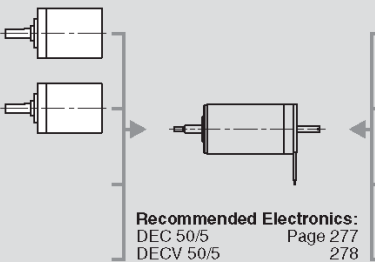
1) Not lead through in combination with resolver.

maxon Modular System

Overview on page 16 - 21

Planetary Gearhead  
Ø32 mm  
0.75 - 4.5 Nm  
Page 230

Planetary Gearhead  
Ø32 mm  
1.0 - 6.0 Nm  
Page 232



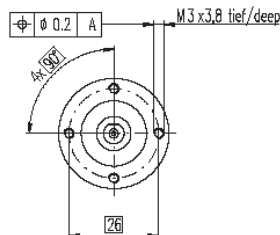
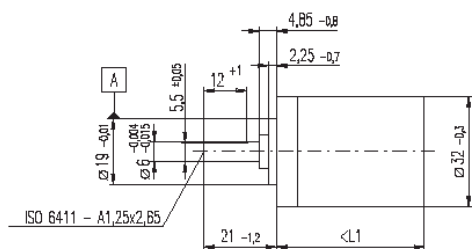
- Recommended Electronics:
- DEC 50/5 Page 277
  - DECV 50/5 278
  - DEC 70/10 278
  - DES 50/5 279
  - EPOS 24/5 286
  - EPOS P 24/5 287
  - EPOS 70/10 287
  - MIP 50 289
  - Notes 20

- Encoder HEDS 5540  
500 CPT,  
3 channels  
Page 255
- Encoder HEDL 5540  
500 CPT,  
3 channels  
Page 257
- Resolver Res 26  
Ø26 mm  
10 V  
Page 264



# Planetary Gearhead GP 32 A Ø32 mm, 0.75 - 4.5 Nm

Metal Version



M 1:2

## Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Shaft diameter as option	8 mm
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.14 mm
Axial play	max. 0.4 mm
Max. radial load, 10 mm from flange	140 N
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	120 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 6000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100 °C
Extended area as option	-35 ... +100 °C

Option: Low-noise version

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

## Order Number

	166155	166158	166163	166164	166169	166174	166179	166184	166187	166192	166197	166202
<b>Gearhead Data</b>												
1 Reduction	3.7 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1	1181 : 1	1972 : 1	2829 : 1	4380 : 1
2 Reduction absolute	26/7	676/49	529/16	17576/343	13824/125	421824/1715	86112/175	19044/25	1012376/9575	8625176/4375	495144/175	109503/25
3 Max. motor shaft diameter	mm	6	6	3	6	4	4	3	3	4	4	3
<b>Order Number</b>	<b>166156</b>	<b>166159</b>		<b>166165</b>	166170	166175	<b>166180</b>	166185	166188	166193	166198	166203
1 Reduction	4.8 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1	1414 : 1	2189 : 1	3052 : 1	5247 : 1
2 Reduction absolute	24/5	624/35		16224/245	6877/56	101062/343	331776/625	36501/40	2425488/17115	536406/245	1907712/625	839523/160
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4		4	3	3	4	3	3	3	3
<b>Order Number</b>	<b>166157</b>	<b>166160</b>		<b>166166</b>	<b>166171</b>	<b>166176</b>	<b>166181</b>	<b>166186</b>	<b>166189</b>	<b>166194</b>	<b>166199</b>	<b>166204</b>
1 Reduction	5.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1	1526 : 1	2362 : 1	3389 : 1	6285 : 1
2 Reduction absolute	23/4	299/14		3887/49	3312/25	389378/1225	20631/35	279841/256	9345024/6125	206688/875	474513/140	8436343/1024
3 Max. motor shaft diameter	mm	3	3		3	3	4	3	3	4	3	3
<b>Order Number</b>	<b>166161</b>			<b>166167</b>	<b>166172</b>	<b>166177</b>	<b>166182</b>		<b>166190</b>	<b>166195</b>	<b>166200</b>	
1 Reduction	23 : 1			86 : 1	159 : 1	411 : 1	636 : 1		1694 : 1	2548 : 1	3656 : 1	
2 Reduction absolute	576/25			14976/175	1587/10	359424/875	79488/125		1162213/686	796824/3125	457056/125	
3 Max. motor shaft diameter	mm	4	4		4	3	3		3	4	3	
<b>Order Number</b>	<b>166162</b>			<b>166168</b>	<b>166173</b>	<b>166178</b>	<b>166183</b>		<b>166191</b>	<b>166196</b>	<b>166201</b>	
1 Reduction	28 : 1			103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1		1828 : 1	2623 : 1	4060 : 1	
2 Reduction absolute	138/5			3588/35	12167/64	89401/196	158171/224		2228912/1225	2056223/784	3637933/896	
3 Max. motor shaft diameter	mm	3	3		3	3	3		3	3	3	
4 Number of stages	1	2	2	3	3	4	4		5	5	5	
5 Max. continuous torque	Nm	0.75	2.25	2.25	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	1.1	3.4	3.4	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
7 Max. efficiency	%	80	75	75	70	70	60	60	60	50	50	50
8 Weight	g	118	162	162	194	194	226	226	226	258	258	258
9 Average backlash no load	"	0.7	0.8	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
10 Mass inertia	gcm <sup>2</sup>	1.5	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Gearhead length L1	mm	26.4	36.3	36.3	43.0	43.0	49.7	49.7	49.7	56.4	56.4	56.4



Combination												
+ Motor	Page	+ Tacho / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts								
RE 30, 60 W	80			94.5	104.4	104.4	111.1	111.1	117.8	117.8	124.5	124.5
RE 30, 60 W	80	MR	251	105.9	115.8	115.8	122.5	122.5	129.2	129.2	135.9	135.9
RE 35, 90 W	81			97.4	107.3	107.3	114.0	114.0	120.7	120.7	127.4	127.4
RE 35, 90 W	81	MR	251	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	138.8	138.8
RE 35, 90 W	81	HED_ 5540	254/256	118.4	128.3	128.3	135.0	135.0	141.7	141.7	148.4	148.4
RE 35, 90 W	81	DCT 22	263	115.5	125.4	125.4	132.1	132.1	138.8	138.8	145.5	145.5
RE 35, 90 W	81	AB 28	300	133.5	143.4	143.4	150.1	150.1	156.8	156.8	163.5	163.5
RE 35, 90 W	81	HEDS 5540 / AB 28	254/300	150.6	160.5	160.5	167.2	167.2	173.9	173.9	180.6	180.6
RE 36, 70 W	82			97.7	107.6	107.6	114.3	114.3	121.0	121.0	127.7	127.7
RE 36, 70 W	82	MR	251	109.1	119.0	119.0	125.7	125.7	132.4	132.4	139.1	139.1
RE 36, 70 W	82	HED_ 5540	254/256	118.7	128.6	128.6	135.3	135.3	142.0	142.0	148.7	148.7
RE 36, 70 W	82	DCT 22	263	115.8	125.7	125.7	132.4	132.4	139.1	139.1	145.8	145.8
A-max 32	121/123			89.4	99.3	99.3	106.0	106.0	112.7	112.7	119.4	119.4
A-max 32	122/124			88.0	97.9	97.9	104.6	104.6	111.3	111.3	118.0	118.0
A-max 32	122/124	MR	251	99.2	109.1	109.1	115.8	115.8	122.5	122.5	129.2	129.2
A-max 32	122/124	HED_ 5540	254/256	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	138.8	138.8
EC 32, 80 W	162			86.5	96.4	96.4	103.1	103.1	109.8	109.8	116.5	116.5
EC 32, 80 W	162	HED_ 5540	255/257	104.9	114.8	114.8	121.5	121.5	128.2	128.2	134.9	134.9
EC 32, 80 W	162	Res 26	264	106.6	116.5	116.5	123.2	123.2	129.9	129.9	136.6	136.6



-----  
05-07-2007 Šnekové ozubení (Verze 4.3.1033)  
-----

--- Scénáře

Typ soukolí: ČSN

Typ soukolí: Spirální - ZA

Hnací prvek: šnek

Smysl stoupání: Pravý

Způsob pevnostního výpočtu: Pevnostní kontrola

Výpočet velikosti šneku: Dle součinitele průměru šneku úhel sklonu zubů a roztečný průměr šneku

Způsob výpočtu zatížení: Z příkonu a otáček vstupní moment

--- Základní parametry

Převodový poměr = 20

Úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$

Úhel sklonu zubů  $\gamma = 5.1022^\circ$

Modul  $m = 1.8 \text{ mm}$

Vzdálenost os  $a = 28.08 \pm 0.045 \text{ mm}$

Základní úhel sklonu  $\gamma_{ab} = 4.7959^\circ$

Normální rozteč  $p_n = 5.632 \text{ mm}$

Čelní rozteč  $p_x = 5.655 \text{ mm}$

Základní rozteč  $p_b = 5.314 \text{ mm}$

Stoupání šroubovice šneku  $p_z = 5.655 \text{ mm}$

Součinitel průměru šneku  $q = 11.2$

Výška hlavy zubu  $h_a^* = 1 (= 1.8 \text{ mm})$

Hlavová vůle  $c^* = 0.2 (= 0.36 \text{ mm})$

Zaoblení paty  $= 0.3 (= 0.54 \text{ mm})$

Výška hlavy nástroje  $= 1.2 (= 2.16 \text{ mm})$

Součinitel trvání záběru  $= 1.9962 (1.7688 + 0.2274)$

Označení přesnosti 7-7-7-Dd

Zaručená boční vůle  $j_{nmin} = 0.046 \text{ mm}$

Mezní úchylka úhlu os  $F_b = 0.012 \text{ mm}$

--- šnek

Počet zubů = 1

Roztečný průměr  $d = 20.16 \text{ mm}$

Hlavový průměr  $d_a = 23.76 \text{ mm}$

Patní průměr  $d_f = 15.84 \text{ mm}$

Tloušťka zubu  $s_n = 2.8162 \text{ mm} -0.108$

-0.144

Délka šneku  $b_1 = 21 \text{ mm}$

Mezní obvodové házení ozubení  $F_r = 0.017 \text{ mm}$

Mezní úchylka čelní rozteče  $f_{pt} = \pm 0.012 \text{ mm}$

Mezní úchylka základní rozteče  $f_{pb} = \pm 0.011 \text{ mm}$

--- kolo

Počet zubů = 20

Jednotkové posunutí kola  $= 0 (= 0 \text{ mm})$

Roztečný průměr  $d = 36 \text{ mm}$

Průměr základní kružnice  $d_b = 33.829 \text{ mm}$

Hlavový průměr  $d_a = 39.6 \text{ mm}$

Patní průměr  $d_f = 31.68 \text{ mm}$

Průměr věnce kola  $d_{ae} = 41.4 \text{ mm}$

Pracovní roztečný průměr  $d_w = 36 \text{ mm}$

Tloušťka zubu  $s_n = 2.8162 \text{ mm} -0.108$

-0.163

Šířka kola  $b_2 = 14.4 \text{ mm}$

Virtuální počet zubů  $z_v = 20.24$

Mezní obvodové házení ozubení  $F_r = 0.036 \text{ mm}$

Mezní úchylka čelní rozteče  $f_{pt} = \pm 0.014 \text{ mm}$

Mezní úchylka základní rozteče  $f_{pb} = \pm 0.013 \text{ mm}$

--- Zatížení (šnek; kolo)

## Příloha 11 (strana 2)

Výkon  $P = 0.057$ ;  $0.0266 \text{ kW}$   
Účinnost  $= 0.467$   
Otáčky  $n = 158.92$ ;  $7.946 \text{ min}^{-1}$   
Točivý moment  $M_k = 3.4251$ ;  $32.0234 \text{ Nm}$   
Obvodová síla  $F_t = 339.7873$ ;  $1779.075 \text{ N}$   
Osová síla  $F_a = 1779.075$ ;  $339.7873 \text{ N}$   
Radiální síla  $F_r = 656.6227 \text{ N}$   
Normální síla  $F_n = 1917.0204 \text{ N}$   
Obvodová rychlost  $v = 0.1678$ ;  $0.015 \text{ m/s}$   
Kluzná rychlost  $v_k = 0.1684 \text{ m/s}$

-----  
Pevnostní výpočet dle ČSN 01 4686  
-----

Trvanlivost  $L_h = 6000 \text{ hod}$

--- Materiálové hodnoty

Materiál šneku: Tvrzená ocel  
Modul pružnosti v tahu  $[10^3] = 206 \text{ MPa}$   
Poissonovo číslo  $= 0.3$   
Materiál kola: cínový bronz CuSn10Ni1P1  
Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 300 \text{ MPa}$   
Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim} = 130 \text{ MPa}$   
Modul pružnosti v tahu  $[10^3] = 104 \text{ MPa}$   
Poissonovo číslo  $= 0.31$   
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku  $[10^6] = 250$   
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  $[10^6] = 250$   
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk  $= 8$   
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb  $= 9$

--- Součinitelé pro dotyk

Vnějších dynamických sil  $K_A = 1.25$   
Vnitřních dynamických sil  $K_{Hv} = 1$   
Nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{Hb} = 1.001$   
Podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{Ha} = 0.754$   
Celkový  $K_H = 0.943$   
Mechanických vlastností materiálu  $Z_e = 155.827$   
Tvaru spoluzabírajících zubů  $Z_h = 2.493$   
Délky dotykových křivek  $Z_\epsilon = 0.75$   
Životnosti  $Z_n = 1.749$   
Maziva  $Z_l = 1$   
Obvodové rychlosti  $Z_v = 1$

--- Součinitelé pro ohyb

Vnějších dynamických sil  $K_A = 1.25$   
Vnitřních dynamických sil  $K_{Fv} = 1$   
Nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{Fb} = 1$   
Podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{Fa} = 0.754$   
Celkový  $K_F = 0.943$   
Tvaru zubu  $Y_F = 1.974$   
Sklonu zubu  $Y_b = 0.99$   
Vlivu záběru profilu  $Y_\epsilon = 0.652$   
Střídavého zatížení  $Y_a = 0.85$   
Životnosti  $Y_n = 1.643$   
Velikosti  $Y_x = 1$

--- Výsledky

Koeficient bezpečnosti v dotyku  $S_H = 1$   
Koeficient bezpečnosti v ohybu  $S_F = 2.201$   
Ztrátový výkon  $P_z = 0.032 \text{ kW}$   
Max. odvedené teplo  $Q = 0.031 \text{ kW}$   
Průhyb hřídele šneku  $y = 0.0013 \text{ mm}$

Pevnostní kontrola – Vyhovuje

## Příloha 12 (strana 1)

-----  
05-20-2007 Šnekové ozubení (Verze 4.3.1033)  
-----

### --- Scénáře

Typ soukolí: ČSN

Typ soukolí: Spirální - ZA

Hnací prvek: šnek

Smysl stoupání: Pravý

Způsob pevnostního výpočtu: Pevnostní kontrola

Výpočet velikosti šneku: Dle součinitele průměru šneku úhel sklonu zubů a roztečný průměr šneku

Způsob výpočtu zatížení: Ze vstupního momentu a otáček příkon

### --- Základní parametry

Převodový poměr = 22

Úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$

Úhel sklonu zubů  $\gamma = 5.7106^\circ$

Modul  $m = 1.25 \text{ mm}$

Vzdálenost os  $a = 20.679 \pm 0.045 \text{ mm}$

Základní úhel sklonu  $\gamma_{ab} = 5.3683^\circ$

Normální rozteč  $p_n = 3.908 \text{ mm}$

Čelní rozteč  $p_x = 3.927 \text{ mm}$

Základní rozteč  $p_b = 3.69 \text{ mm}$

Stoupání šroubovice šneku  $p_z = 3.927 \text{ mm}$

Součinitel průměru šneku  $q = 10$

Výška hlavy zubu  $h_a^* = 1 (= 1.25 \text{ mm})$

Hlavová vůle  $c^* = 0.2 (= 0.25 \text{ mm})$

Zaoblení paty  $= 0.3 (= 0.375 \text{ mm})$

Výška hlavy nástroje  $= 1.2 (= 1.5 \text{ mm})$

Součinitel trvání záběru  $= 2.3649 (2.123 + 0.2419)$

Označení přesnosti 7-7-7-Dd

Zaručená boční vůle  $j_{nmin} = 0.046 \text{ mm}$

Mezní úchylka úhlu os  $F_b = 0.012 \text{ mm}$

### --- šnek

Počet zubů = 1

Roztečný průměr  $d = 12.5 \text{ mm}$

Hlavový průměr  $d_a = 15 \text{ mm}$

Patní průměr  $d_f = 9.5 \text{ mm}$

Tloušťka zubu  $s_n = 1.9538 \text{ mm} -0.108$

-0.14

Délka šneku  $b_1 = 15 \text{ mm}$

Mezní obvodové házení ozubení  $F_r = 0.016 \text{ mm}$

Mezní úchylka čelní rozteče  $f_{pt} = \pm 0.012 \text{ mm}$

Mezní úchylka základní rozteče  $f_{pb} = \pm 0.011 \text{ mm}$

### --- kolo

Počet zubů = 22

Jednotkové posunutí kola  $= 0.5435 (= 0.679 \text{ mm})$

Roztečný průměr  $d = 27.5 \text{ mm}$

Průměr základní kružnice  $d_b = 25.842 \text{ mm}$

Hlavový průměr  $d_a = 31.359 \text{ mm}$

Patní průměr  $d_f = 25.859 \text{ mm}$

Průměr věnce kola  $d_{ae} = 32.609 \text{ mm}$

Pracovní roztečný průměr  $d_w = 28.859 \text{ mm}$

Tloušťka zubu  $s_n = 2.4483 \text{ mm} -0.108$

-0.163

Šířka kola  $b_2 = 9.5 \text{ mm}$

Virtuální počet zubů  $z_v = 22.331$

Mezní obvodové házení ozubení  $F_r = 0.036 \text{ mm}$

Mezní úchylka čelní rozteče  $f_{pt} = \pm 0.014 \text{ mm}$

Mezní úchylka základní rozteče  $f_{pb} = \pm 0.013 \text{ mm}$

### --- Zatížení (šnek; kolo)

Výkon  $P = 0.0117; 0.0058 \text{ kW}$

## Příloha 12 (strana 2)

Účinnost = 0.495

Otáčky  $n = 250$ ; 11.3636 min<sup>-1</sup>

Točivý moment  $M_k = 0.445$ ; 4.846 Nm

Obvodová síla  $F_t = 71.2$ ; 335.8461 N

Osová síla  $F_a = 335.8461$ ; 71.2 N

Radiální síla  $F_r = 130.2197$  N

Normální síla  $F_n = 380.5163$  N

Obvodová rychlost  $v = 0.1636$ ; 0.0164 m/s

Kluzná rychlost  $v_k = 0.1644$  m/s

-----  
Pevnostní výpočet dle ČSN 01 4686  
-----

Trvanlivost  $L_h = 6000$  hod

--- Materiálové hodnoty

Materiál šneku: Tvřená ocel

Modul pružnosti v tahu  $[10^3] = 206$  MPa

Poissonovo číslo = 0.3

Materiál kola: ČSN 423311

Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 195$  MPa

Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim} = 240$  MPa

Modul pružnosti v tahu  $[10^3] = 103$  MPa

Poissonovo číslo = 0.35

Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku  $[10^6] = 250$

Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu  $[10^6] = 250$

Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk = 8

Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb = 9

--- Součinitelé pro dotyk

Vnějších dynamických sil  $K_A = 1$

Vnitřních dynamických sil  $K_{Hv} = 1$

Nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{Hb} = 1$

Podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{Ha} = 0.7$

Celkový  $K_H = 0.7$

Mechanických vlastností materiálu  $Z_e = 156.859$

Tvaru spoluzabírajících zubů  $Z_h = 2.493$

Délky dotykových křivek  $Z_{\epsilon} = 0.685$

Životnosti  $Z_n = 1.672$

Maziva  $Z_l = 1$

Obvodové rychlosti  $Z_v = 1$

--- Součinitelé pro ohyb

Vnějších dynamických sil  $K_A = 1$

Vnitřních dynamických sil  $K_{Fv} = 1$

Nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{Fb} = 1$

Podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{Fa} = 0.7$

Celkový  $K_F = 0.7$

Tvaru zubu  $Y_F = 1.921$

Sklonu zubu  $Y_b = 0.988$

Vlivu záběru profilu  $Y_{\epsilon} = 0.577$

Střídavého zatížení  $Y_a = 1$

Životnosti  $Y_n = 1.579$

Velikosti  $Y_x = 1$

--- Výsledky

Koeficient bezpečnosti v dotyku  $S_H = 1.315$

Koeficient bezpečnosti v ohybu  $S_F = 17.478$

Ztrátový výkon  $P_z = 0.006$  kW

Max. odvedené teplo  $Q = 0.021$  kW

Průhyb hřídele šneku  $y = 0.0007$  mm

Pevnostní kontrola - Vyhovuje

